

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční řešení náhonu rotačních nástrojů
Design of Rotary Tools Drive

Student:	Bc. Markéta Hradilová
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Ostrava 2018

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Markéta Hradilová**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **70 Zemní, těžební a stavební stroje**
Téma: **Konstrukční řešení náhonu rotačních nástrojů**
Design of Rotary Tools Drive
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Navrhněte dvě varianty řešení náhonu rotačních nástrojů svislého obráběcího centra. Obě varianty konstrukčně zpracujte. Maximální přenášený výkon 37 kW, maximální otáčky hnané hřídele 4000 min⁻¹. Osová vzdálenost hřídelí je 550 mm s tolerancí $\pm 5\%$. Maximální výstupní moment je 1500 Nm. Při návrhu respektujte stávající zástavbové rozměry. Proveďte zhodnocení obou navržených variant.

Vypracujte:

1. Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi nezbytnými výpočty.
2. Konstrukční návrh dvou variant náhonu rotačních nástrojů.
3. Pevnostní kontrolu důležitých uzlů.
4. 2D výkresovou dokumentaci vybrané součásti.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910. *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
LEINVEBER, J., ŘASA, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky*. 3. vyd. Praha: Scientia, 1999, 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
MAREK, J., UČEŇ, O. *CNC obráběcí stroje*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2010, 103 s. ISBN 978-80-248-2329-4.
BRENÍK, P. *Obráběcí stroje. Konstrukce a výpočty: Konstrukce a výpočty*. 2. oprav. vyd. Praha: SNTL, 1986, 573 s.
Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

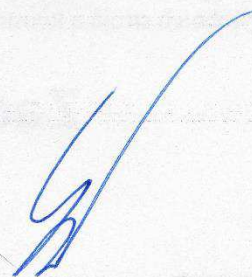
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.**

Datum zadání: 08.12.2017

Datum odevzdání: 21.05.2018



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Markéta Hradilová

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Klidná 779, Havířov 736 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

HRADILOVÁ, M. *Konstrukční řešení náhonu rotačních nástrojů: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2018, 61 s. Vedoucí práce: Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

Tato diplomová práce se zabývá návrhem dvou variant řešení náhonu rotačních nástrojů svislého obráběcího centra. V úvodní části je popsáno svislé obráběcí centrum a umístění jeho pohonu rotačních nástrojů v různých variantách a dále je vypracovaná rešerše týkající se těchto variant ve firmách vyrábějících svislá obráběcí centra. Následuje popis vlastní konstrukce včetně potřebných výpočtů pro obě vybrané varianty a následně jejich zhodnocení.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

HRADILOVÁ, M. *Design of Rotary Tools Drive: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2018, 61 p. Thesis head: Ing. Oldřich Učeň, Ph.D.

This master thesis deals with the design two variants of the solution of rotary tools drive of a vertical machining center. In the introduction is made description of the vertical machining center and the positioning of his rotary tools drive in different variants. Then it is followed by formed research about these variants in the others companies which produce vertical machining centers. The following is a description of my design including the necessary calculations for both selected variants and their evaluation.

Obsah

1	Úvod	12
1.1	Cíle diplomové práce	12
2	Obráběcí centra	13
2.1	Základní části CNC obráběcích strojů	13
2.2	Rozdělení CNC obráběcích center	14
2.3	Způsoby umístění náhonu rotačních nástrojů na CNC strojích	15
3	Výrobci svislých CNC strojů	16
3.1	TOSHULIN, a.s.	16
3.2	TDZ Turn s.r.o.	17
3.3	OMOS s.r.o.	17
3.4	PIETRO CARNAGHI	18
3.5	MARIO CARNAGHI	19
3.6	BOST Machine Tools Company	19
4	Vlastní konstrukce přímého náhonu	21
4.1	Servomotor	21
4.2	Planetová převodovka	23
4.3	Pružná spojka	24
4.4	Kontrola těsného pera	25
5	Vlastní konstrukce náhonu přes ozubený převod	28
5.1	Servomotor a planetová převodovka	29
5.2	Určení krouticích momentů převodu	29
5.3	Návrh čelního soukolí se šikmými zuby	32
5.4	Výpočet sil v ozubení	36
5.5	Výpočty reakcí v ložiskách	38
5.6	Výpočty trvanlivostí ložisek	42
5.7	Statická bezpečnost hřídelí	45
5.8	Zubová spojka	51
5.9	Pružná spojka	51
5.10	Kontrola těsných per	52

5.11	Rotační přívod.....	55
5.12	Převodová skříň	56
5.13	MKP analýza skříně	57
6	Zhodnocení a porovnání obou variant náhonu	58
7	Závěr.....	59
8	Seznam použité literatury	60
9	Seznam příloh	61

Seznam použitých značek a symbolů

C	[N]	Základní dynamická únosnost
C_{or}	[N]	Základní statická únosnost
D	[mm]	Průměr velký
F_a	[N]	Axiální síla
F_r	[N]	Radiální síla
F_s	[N]	Střižná síla
F_t	[N]	Tečná síla
F_z	[N]	Zatěžující síla
G	[N]	Tíhová síla
K	[-]	Součinitel přetížení
K_A	[-]	Součinitel vnějších dynamických sil
K_{AS}	[-]	Součinitel jednorázového přetížení
$K_{H\beta}$	[-]	Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu
L_{10}	[ot]	Základní trvanlivost ložiska
L_{10h}	[hod]	Základní trvanlivost ložiska v hodinách
M	[N·mm]	Krouticí moment
M_{max}	[N·mm]	Maximální krouticí moment
M_o	[N·mm]	Ohybový moment
P	[N]	Dynamické ekvivalentní zatížení
P	[W]	Výkon
P_M	[W]	Výkon od motoru
P_v	[W]	Výkon výstupní
R	[mm]	Velikost rádiusu
R_A, R_B	[N]	Velikost reakčních sil ve vazbách A a B
R_{emin}	[MPa]	Minimální mez kluzu
S_F	[-]	Bezpečnost napětí v ohybu
S_H	[-]	Bezpečnost napětí v dotyku
W_k	[mm ³]	Modul odporu průřezu v krutu
W_o	[mm ³]	Modul odporu průřezu v ohybu
X	[-]	Koeficient radiálního dynamického zatížení
Y	[-]	Koeficient axiálního dynamického zatížení
Y_A	[-]	Součinitel střídavého zatížení zubu
Y_{SA}	[-]	Součinitel koncentrace napětí
Z_R	[-]	Součinitel výchozí drsnosti boků zubů
a	[mm]	Osová vzdálenost

a, b	[mm]	Vzdálenosti síly od reakcí
b	[mm]	Šířka ozubeného kola
b	[mm]	Šířka těsného pera
d_a	[mm]	Hlavový průměr ozubeného kola
d_v	[mm]	Průměr vrtání
d_w	[mm]	Průměr valivé kružnice ozubeného kola
e	[-]	Mezní hodnota vztahu F_a/F_r
f_d	[-]	Součinitel pro dynamické přídavné síly v ozubení
f_k	[-]	Součinitel přídavných dynamických sil v ozubení
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
h	[mm]	Výška těsného pera
i_c	[-]	Celkový převodový poměr
i_P	[-]	Převodový poměr planetové převodovky
$i_{1,2}$	[-]	Převodový poměr mezi 1. a 2. ozubeným kolem
$i_{2,3}$	[-]	Převodový poměr mezi 2. a 3. ozubeným kolem
k	[-]	Bezpečnost
l	[mm]	Délka těsného pera
l'	[mm]	Délka stěny těsného pera
m	[kg]	Hmotnost
m_n	[mm]	Modul ozubení
n	[min ⁻¹]	Otáčky
n_{max}	[min ⁻¹]	Maximální otáčky
p	[MPa]	Tlak
p_{D1}	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku pro jedno pero
p_{D2}	[MPa]	Dovolené napětí v tlaku pro dvě pera
r	[mm]	Poloměr valivé kružnice ozubeného kola
t_1	[mm]	Výška spoje s těsným perem
x	[mm]	Obecný rozměr
x	[mm]	Jednotkové posunutí profilu
α	[°]	Úhel záběru
$\alpha_{\sigma\sigma}$	[-]	Tvarový součinitel při namáhání ohybem
α_r	[-]	Tvarový součinitel při namáhání krutem
β	[°]	Úhel sklonu zubů
ε_v	[-]	Celkový součinitel trvání záběru
η_c	[-]	Celková účinnost
η_L	[-]	Účinnost ložisek
η_{oz}	[-]	Účinnost ozubení
σ_F	[MPa]	Napětí v ohybu

σ_{FP}	[MPa]	Přípustné napětí v ohybu
σ_H	[MPa]	Napětí v dotyku
σ_{HP}	[MPa]	Přípustné napětí v dotyku
σ_o	[MPa]	Napětí v ohybu
σ_{red}	[MPa]	Redukované napětí
τ	[MPa]	Napětí v krutu
τ_{D1}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu pro jedno pero
τ_{D2}	[MPa]	Dovolené napětí v krutu pro dvě pera
τ_S	[MPa]	Napětí ve stříhu

1 Úvod

Jako téma své diplomové práce jsem si zvolila konstrukci řešení náhonu rotačních nástrojů svislého obráběcího centra.

Úvodní část je věnována obecnému popisu svislých obráběcích center, jejich rozdělení podle způsobu využití a podle konstrukce. Následuje rozdělení a popis různých způsobů umístění pohonu pro rotační nástroje. Dále je zpracovaná rešerše několika firem, které se zabývají výrobou svislých obráběcích center a jejich způsobu umístění pohonů pro rotační nástroje.

V další části mé diplomové práce jsem se zabývala dvěma variantami konstrukčního řešení umístění pohonů. Vycházela jsem ze zadaných hodnot, kdy maximální výstupní otáčky hnané hřídele jsou 4000 min^{-1} a maximální výstupní moment je 1500 Nm a to při maximálním přenášeném výkonu 37 kW . První zpracovaná varianta je umístění pohonu, který tvoří elektromotor a planetová převodovka přímo nad smykadlem, na jehož konci je zabudován vřeteník. Druhá varianta je umístění tohoto pohonu vedle smykadla a přenos jeho krouticího momentu je vyřešen pomocí ozubeného převodu, přičemž bylo zapotřebí respektovat zástavbové rozměry a osovou vzdálenost hřídelí 550 mm s tolerancí $\pm 5\%$.

Obě varianty jsou doprovázeny nezbytnými výpočty a je zpracována 2D výkresová dokumentace vybrané součásti.

1.1 Cíle diplomové práce

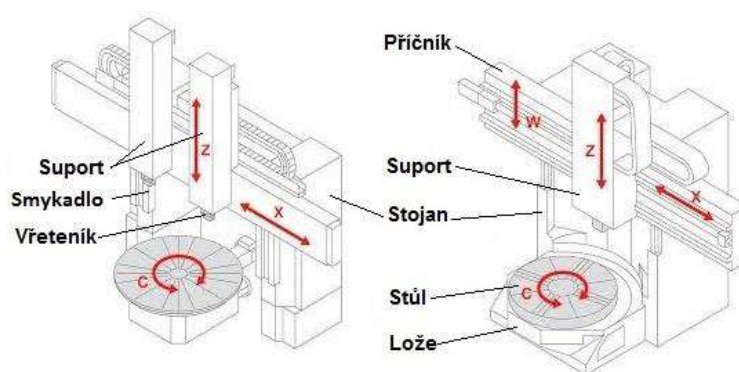
- Návrh dvou variant náhonu rotačních nástrojů svislého obráběcího centra
- Konstrukční zpracování
- Pevnostní kontrola důležitých uzlů
- Výkres vybrané součásti

2 Obráběcí centra

Obráběcí centra jsou 4 a víceosé obráběcí stroje schopné provádět více druhů obráběcích operací, než je tomu u obráběcích strojů konvenčních a také mají schopnost automatické výměny nástrojů a obrobků. Vzhledem k tomu, že obráběcí centra jsou určena k zajišťování stejných výrobních postupů jako je například soustružení, frézování, vrtání, hrubování apod., je i spousta jejich konstrukčních prvků stejná nebo obdobná jako u konvenčních obráběcích strojů.

Dnes jsou obráběcí centra převážně číslicově řízené (CNC). Všechny informace potřebné pro obrobení součásti jsou zaznamenány ve formě řady numerických znaků.

2.1 Základní části CNC obráběcích strojů



Obr. 1 Základní části CNC obráběcích strojů

- **Lože** – část stroje, která spojuje základní části stroje v jeden celek. Na loži jsou vodící plochy (pro stůl, suport nebo další základní části), případně dosedací plochy pro uložení dalších částí stroje. Zpravidla má větší délku než výšku.
- **Stojan** – jsou na něm vodící nebo dosedací (příp. upínací) plochy pro uložení dalších základních částí.
- **Stůl** – část zpravidla plochého tvaru s vodorovnou upínací plochou obdélníkovou, čtvercovou nebo kruhovou, na níž se upíná obrobek.
- **Suport** – část stroje sestávající ze soustavy saní, popřípadě smýkadel, která umožňuje nastavení nástroje do potřebné polohy vzhledem k obrobku a jeho pohyb v určeném směru a smyslu při obrábění.
- **Příčník** – vodorovně uložená část stroje. Je uložen zpravidla pohyblivě na jednom nebo dvou stojanech a jsou na něm vodící plochy pro vřeteník nebo suport.
- **Smykadlo** – součást pohybující se přímočaře po vodících plochách základní části nebo saní. Je delší než vodící plochy základní části.
- **Vřeteník** – část stroje zpravidla skříňovitého tvaru. Je v něm uloženo vřeteno, případně převodové ústrojí na změnu otáček vřetena.

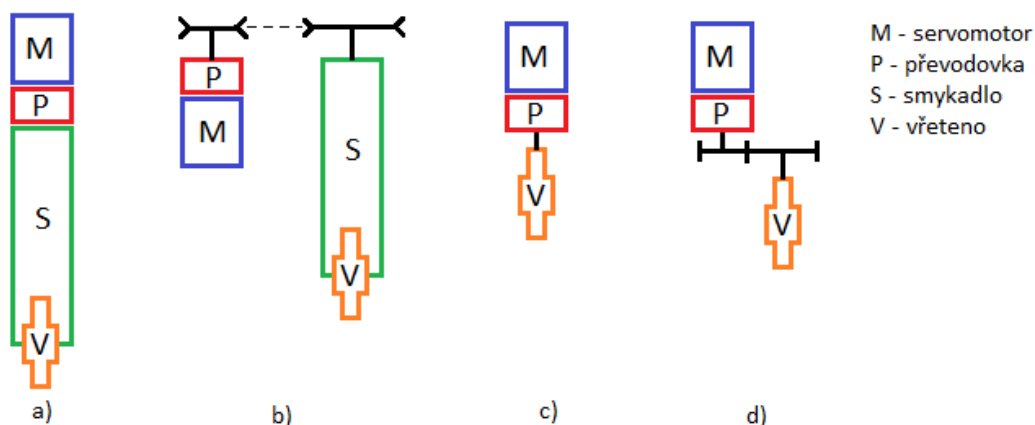
2.2 Rozdělení CNC obráběcích center

CNC obráběcí centra dělíme [4] na:

- **CNC soustružnické stroje a obráběcí centra na rotační součásti**
 - **vodorovná osa**
 - produkční
 - vícevřetenové automaty
 - **svislá osa**
 - karuselového typu
 - inverzní
 - **speciální stroje**
 - jednoúčelové
- **CNC obráběcí centra na nerotační součásti**
 - **vodorovná osa**
 - s pevným stojanem
 - s pohyblivým stojanem
 - s výsuvným vřeteníkem (smýkadlem)
 - hybridní
 - **svislá osa**
 - s pevným stojanem
 - s pohyblivým stojanem
 - s výsuvným smýkadlem (vřeteníkem)
 - s pohyblivým příčnickem (horní gantry)
 - s pohyblivým portálem (spodní gantry)
 - s pohyblivým stolem (pevný portál)
- **CNC multifunkční obráběcí centra**
 - **semimultifunkční**
 - s pohyblivým stojanem
 - s nepohyblivým stojanem
 - porálová
 - **soustružnická**
 - šikmé lože
 - lineární pohyb nástroje
 - **frézovací**
 - s nepohyblivým stojanem
 - s pohyblivým stojanem
 - portálová

2.3 Způsoby umístění náhonu rotačních nástrojů na CNC strojích

K přenosu krouticího momentu na rotační nástroje musí být vřeteno spojené se servomotorem. Toto spojení je buď přímé (obr. 2c) nebo pomocí převodů ze servomotoru (a převodovky) na vřeteno (obr. 2d) nebo je pohon i s případnými převody umístěn na horním konci smykadla, jímž prochází dlouhá hřídel, která pohání vřeteno vestavěné ve spodním konci smykadla (obr. 2a, 2b).



Obr. 2 Příklad způsobu umístění náhonu rotačních nástrojů

Smykadlo (obr. 3) má obvykle čtvercový průřez, u starších strojů má šestiboký průřez. Těleso smykadla bývá vyrobeno z ocelového výkovku, je tepelně zpracované a přesně broušené. Průřez smykadla umožňuje práci při velkých výsuvech, tedy umožňuje obrábění do velké hloubky u vysokých obrobků. Je uloženo v tuhém tělese suportu. [7]



Obr. 3 Klasická konstrukce smykadla z firmy TOS Varnsdorf [7]

3 Výrobci svislých CNC strojů

Tato kapitola popisuje jednotlivé profily různých společností zabývajících se výrobou svislých obráběcích center a CNC strojů a jejich způsobu konstrukce umístění náhonu pro rotační nástroje.

3.1 TOSHULIN, a.s.

Společnost TOSHULIN, a.s. patří mezi strojírenské firmy, které dlouhodobě působí na trhu obráběcích strojů. Výrobní program společnosti představují svislé soustruhy a svislá soustružnická centra několika typových řad. Soustruhy jsou nabízeny s průměrem upínací desky od 800 do 6000 mm, maximálními otáčkami nástrojů až 4500 ot/min (některé typy až 8000 ot/min) a jsou vybaveny špičkovými elektronickými komponenty, které jsou zárukou vysokého výkonu, spolehlivosti a přesnosti obrábění [8].

Jako příklad způsobu konstrukce pohonu nástrojů společnosti TOSHULIN, a.s. je uveden stroj produktové řady POWERTURN. Jak je možno vidět na obrázku č. 4, náhon nástrojů je umístěn nalevo na horním konci smykadla, který je přenášen přes převod na hřídel ve smykadle.



Obr. 4 Provedení svislého obráběcího centra POWERTURN společnosti TOSHULIN [8]

3.2 TDZ Turn s.r.o.

Společnost TDZ Turn s.r.o. je předním úzce specializovaným dodavatelem CNC vertikálních soustruhů řady VLC a nových klasických nebo CNC horizontálních soustruhů řady HLC. Svou velikostí a tuhostí jsou určeny především k obrábění velkých a těžkých dílců [9].

Vertikální soustruhy řady VLC mají rozsah upínací desky od 800 do 5000 mm, maximální otáčky nástrojů jsou až 2400 ot/min. Umístění motoru i s převodovkou, který pohání rotační nástroje je zepředu smykadla, jak lze usoudit z obr. č. 5.



Obr. 5 Vertikální soustruh VLC 1600 společnosti TDZ Turn s.r.o. [9]

3.3 OMOS s.r.o.

Hlavní činností společnosti OMOS s.r.o. je realizace modernizací a generálních oprav velkých obráběcích strojů, převážně svislých soustruhů v Česku i zahraničí. Na základě dlouholetých zkušeností s opravami a modernizacemi vyvinuli a uvedli do výroby vlastní řadu svislých soustruhů SSK [10].

Průměry upínacích desek vertikálních soustruhů SSK se pohybují v rozměrech od 1600 až do 5050 mm, maximální otáčky nástrojů se pohybují od 2500 do 3000 ot/min a mají buď jedno, nebo dvě smykadla, na jejichž levé nebo pravé straně je umístěný náhon nástrojů (obr. 6).



Obr. 6 Vertikální soustruh SSK 50-55 od společnosti OMOS s.r.o. [10]

3.4 PIETRO CARNAGHI

Tato společnost se specializuje na výrobu obráběcích strojů s vysokým výkonem a působí na trhu v oblasti svislých soustruhů, pohyblivých portálových frézek a flexibilních výrobních buněk.

Svislé soustruhy řady ATF, ATT a AC společnosti PIETRO CARNAGHI mají výkon rotačních nástrojů od 37 do 60kW a maximální otáčky 3000 až 6000 ot/min. Velké svislé soustruhy řady AP, AY a AS mají výkon rotačních nástrojů 60 až 100kW a maximální otáčky až 6000 ot/min. Rozměry upínacích stolů dosahují velikostí až 10 000 mm.

Jako příklad konstrukce náhonu rotačních nástrojů je uveden stroj Pietro AP double na obrázku č. 8, z něhož jde vidět, že umístění náhonu je na levé straně smykadla.



Obr. 7 Svislý soustruh Pietro AP double společnosti PIETRO CARNAGHI [11]

3.5 MARIO CARNAGHI

Společnost MARIO CARNAGHI se specializuje na výrobu obráběcích strojů, jako jsou svislé soustruhy, mobilní portálové frézky a mobilní frézky s pohyblivým stolem.

Svislé soustruhy společnost nabízí v řadách TG, TGF, TGM, TGP, TC a TCP. Jejich výkon rotačních nástrojů se pohybuje v rozmezí 11 až 71 kW a maximální otáčky nástrojů od 2400 do 4000 ot/min. Průměry upínacích stolů jsou v rozmezí 400 až 6000 mm. Pohon těchto nástrojů se nachází na levé straně smykadla při pohledu zepředu (obr. 9).



Obr. 8 Svislý soustruh společnosti MARIO CARNAGHI [12]

3.6 BOST Machine Tools Company

Společnost BOST Machine Tools Company nabízí svým zákazníkům komplexní služby, včetně návrhu, výroby a montáže těžkých a extrémně přesných obráběcích strojů [13]. Společnost nabízí svislé soustruhy řady VTL C, VTH C a řady SMART C.

Řada VTL C má průměry upínacích desek v rozmezí od 1250 mm do 8000 mm a maximální otáčky rotačních nástrojů od 2500 ot/min až po 5000 ot/min. Řada SMART C má velikosti upínacích desek v rozmezí 1600 až 6000 mm a maximální otáčky nástrojů od 2500 do 4000 ot/min. Řada VTH C má průměry upínacích stolu velikostí 8000 mm a maximální průměr obrobku může být až 16000 mm, maximální otáčky rotačních nástrojů jsou od 4500 do 5000 ot/min.



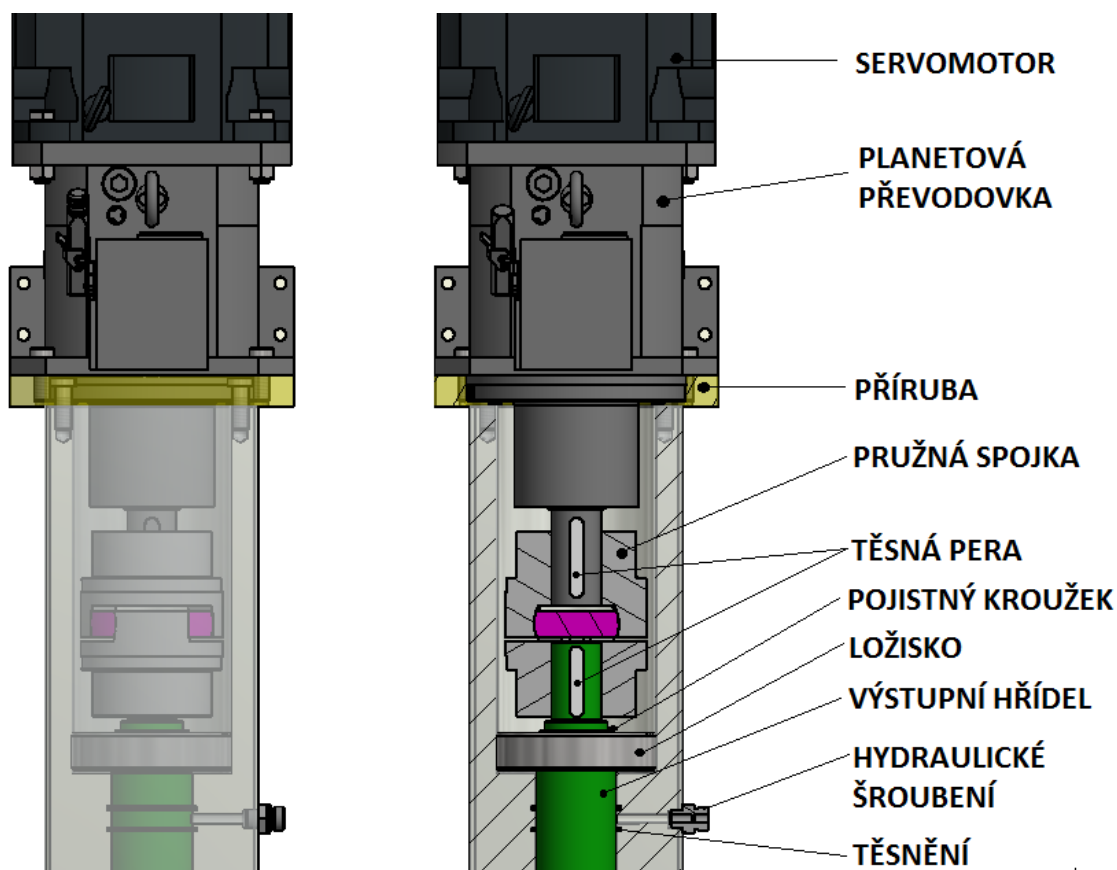
Obr. 9 Svislé obráběcí centrum společnosti BOST řady VTL C [13]



Obr. 10 Obráběcí centrum VTL 85 C [13]

4 Vlastní konstrukce přímého náhonu

První návrh konstrukčního řešení náhonu rotačních nástrojů je přímé spojení pohonu se smykadlem (obr. 11). Přesněji řečeno servomotor je spojen s dvoustupňovou planetovou převodovkou, která je pomocí příruby spojena se smykadlem. Krouticí moment z planetové převodovky je přenášen pomocí pružné spojky na výstupní hřídel, která pak dále pohání vřeteno.



Obr. 11 Schéma návrhu přímého náhonu

4.1 Servomotor

Servomotor jsem zvolila od společnosti Siemens typ 1PH816-1HF03-1BA1 (obr. 12). Tento servomotor je třífázový asynchronní. Otáčková charakteristika a parametry motoru jsou uvedeny na obr. 13.



Obr. 12 Asynchronní třífázový servomotor 1PH816-1HF03-1BA1 [14]

Jelikož planetovou převodovku (jejíž popis následuje později) jsem zvolila s celkovým převodem 4:1, je potřeba z tohoto servomotoru dostat krouticí moment 375 Nm (1), aby byla splněna podmínka ze zadání, kdy výstupní $M_{max} = 1500$ Nm. Zadané velikosti maximálních výstupních otáček $n_{max} = 4000 \text{ min}^{-1}$ se docílí zařazením převodu 1:1, kdy ze servomotoru jde krouticí moment 88,33 Nm (2) při výkonu 37 kW. Změny otáček servomotoru jsou umožněny pomocí frekvenčního měniče.

zadané hodnoty: přenášený výkon $P_M = 37 \text{ kW}$
maximální výstupní moment $M_{max} = 1500 \text{ Nm}$
maximální výstupní otáčky $n_{max} = 4000 \text{ min}^{-1}$

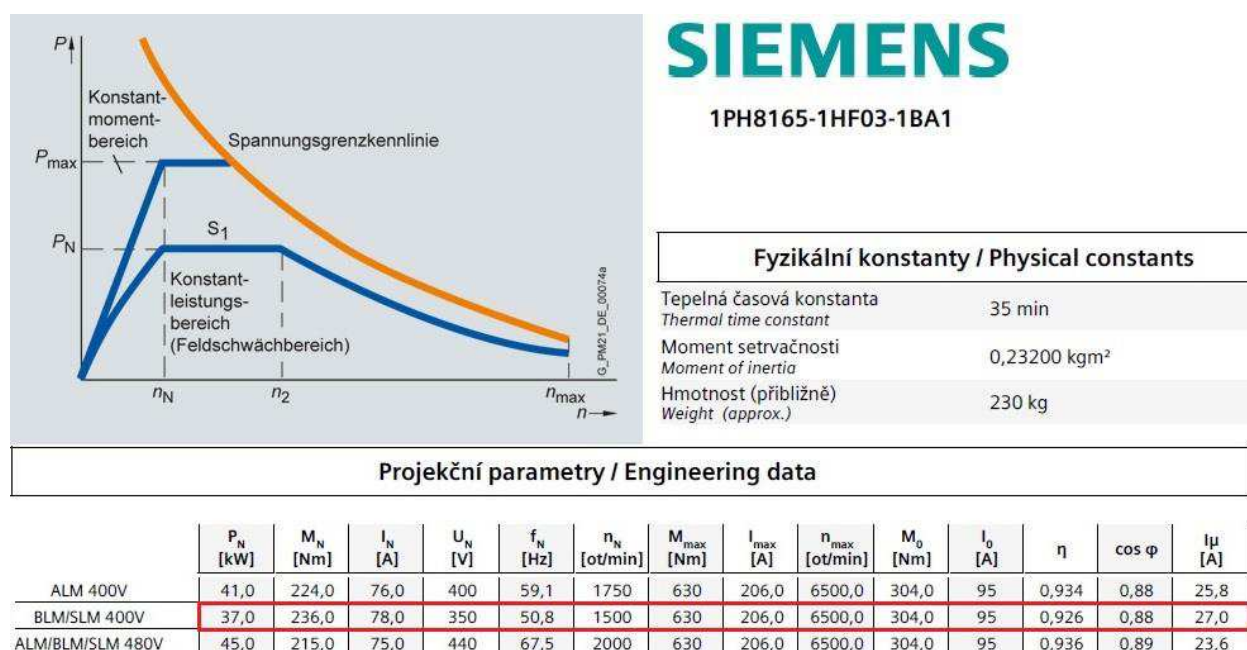
Výpočet maximálního krouticího momentu motoru:

$$M_{P_{max}} = \frac{M_{max}}{i_P} = \frac{1500}{4} = 375 \text{ Nm} \quad (1)$$

kde $i_P = 4$

Výpočet krouticího momentu motoru při maximálních výstupních otáčkách:

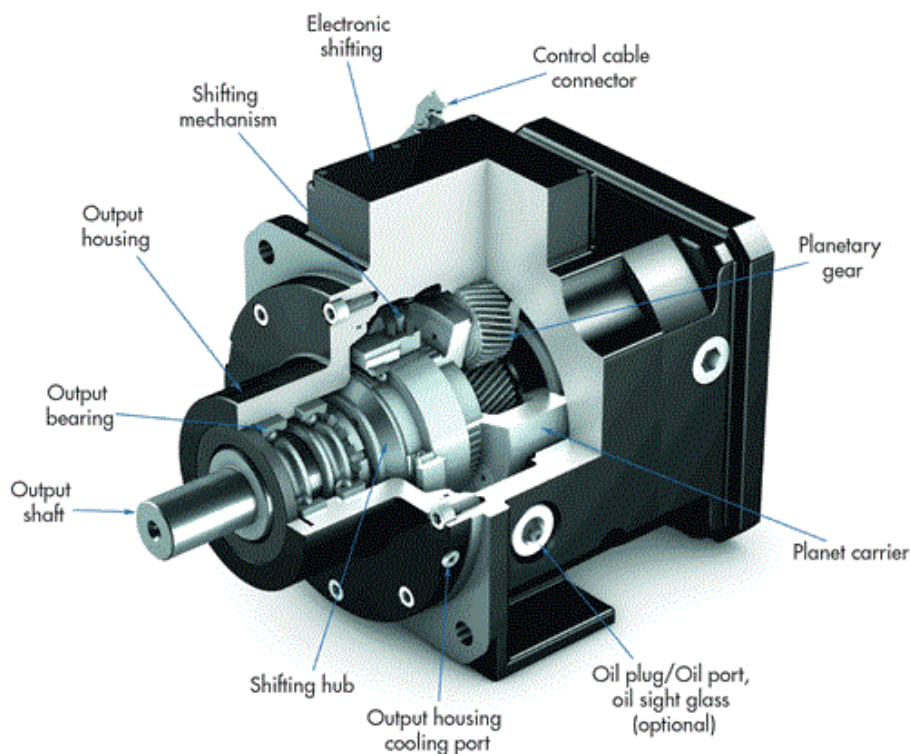
$$M_P = \frac{P_M}{2 \cdot \pi \cdot n_{max}} = \frac{37\,000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{4000}{60}} = 88,33 \text{ Nm} \quad (2)$$



Obr. 13 Parametry servomotoru a jeho otáčková charakteristika [14]

4.2 Planetová převodovka

Planetovou převodovku (obr. 14), která zajišťuje dosažení maximálního krouticího momentu, jsem zvolila od firmy STOBER typ PS3001. Tato planetová převodovka je dvoustupňová, kdy umožňuje zařazení převodu 1:1 nebo 4:1. Provedení výstupní hřídele převodovky o průměru 55 mm jsem zvolila se dvěma drážkami pro pero pootočené o 180°. Tyto drážky jsou o velikosti pro pera normy DIN 6885-1A. Použitá těsná pera i s jejich výpočtem na kontrolu otlacení jsou popsána později. Technické data této převodovky jsou uvedeny na obr. 15.



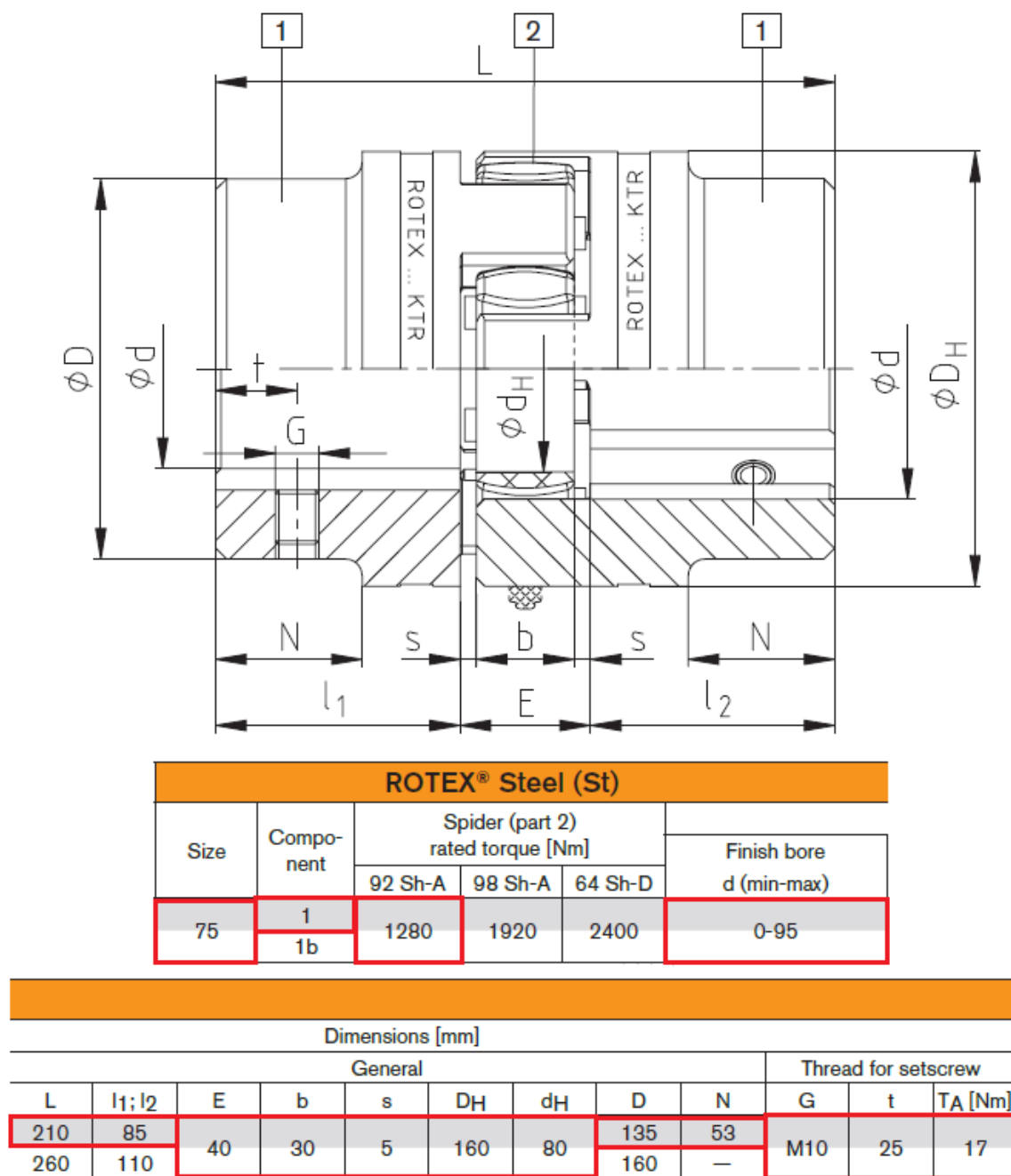
Obr. 14 Planetová převodovka STOBER [15]

Technical Data						
Type	i	n1max [1/min]	PN,GB [kW]	M2max [Nm]	M2N [Nm]	$\Delta\phi 2$ [arcmin]
PS2501	1 – 4	2500 – 10000	47	1600	1200	20 – 30
PS2501	1 – 5.5	2500 – 10000	47	2200	1375	20 – 30
PS3001	1 – 4	2500 – 10000	47	1600	1200	20 – 30
PS3001	1 – 5.5	2500 – 10000	47	2200	1375	20 – 30

Obr. 15 Technické data převodovky STOBER [15]

4.3 Pružná spojka

Pružnou spojku (obr. 16) pro spojení hřídele z planetové převodovky a výstupní hřídele jsem zvolila spojku ROTEX. Provedení zvolené spojky je Rotex-75-St-92Sh-A. Tato spojka tlumí torzní vibrace a umožňuje snadnou montáž a demontáž. Otvory se provádějí s drážkami pro pero podle DIN 6885 [16]. Střední pružný element neboli "pavouk" se dělá ve třech různých provedeních tvrdosti podle Shoreho. Tento element jsem zvolila v provedení 92 Shore-A, který dokáže přenést krouticí moment až 2560 Nm jak lze vidět na obr. 17.



Obr. 16 Parametry hřídelové spojky Rotex-75-St-92Sh-A [16]



92 Shore-A spider made of T-PUR® and PUR

ROTEX® size	Max. speed		Twist angle ϕ with	
	V=35 m/s casted material	V=40 m/s steel	TKN	TK max
75	4150	4750	3,2°	5°

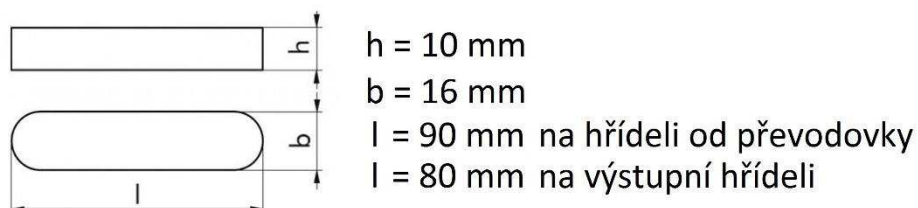
Rated (TKN)	Torque [Nm]		Damping power PKW [W] 1)	Relative damping ψ	Resonance factor VR
	Max (TK max)	Vibratory (TKW)			
1280	2560	333	21,6	0,80	7,90

Torsion spring stiffness C dyn. [Nm/rad]			
1.0 T _{KN}	0.75 T _{KN}	0.5 T _{KN}	0.25 T _{KN}
113,32x10 ³	92,92x10 ³	70,26x10 ³	41,65x10 ³

Obr. 17 Parametry středového elementu spojky Rotex [16]

4.4 Kontrola těsného pera

Pro přenos krouticího momentu z hřídele z převodovky na pružnou spojku a dále ze spojky na výstupní hřídel, jsem zvolila spojení těsným perem normy DIN 6885-1A. Pera této normy jsem zvolila z důvodu, že výstupní hřídel převodovky je dodávána s drážkami pro tato pera a pružná spojka Rotex taktéž.

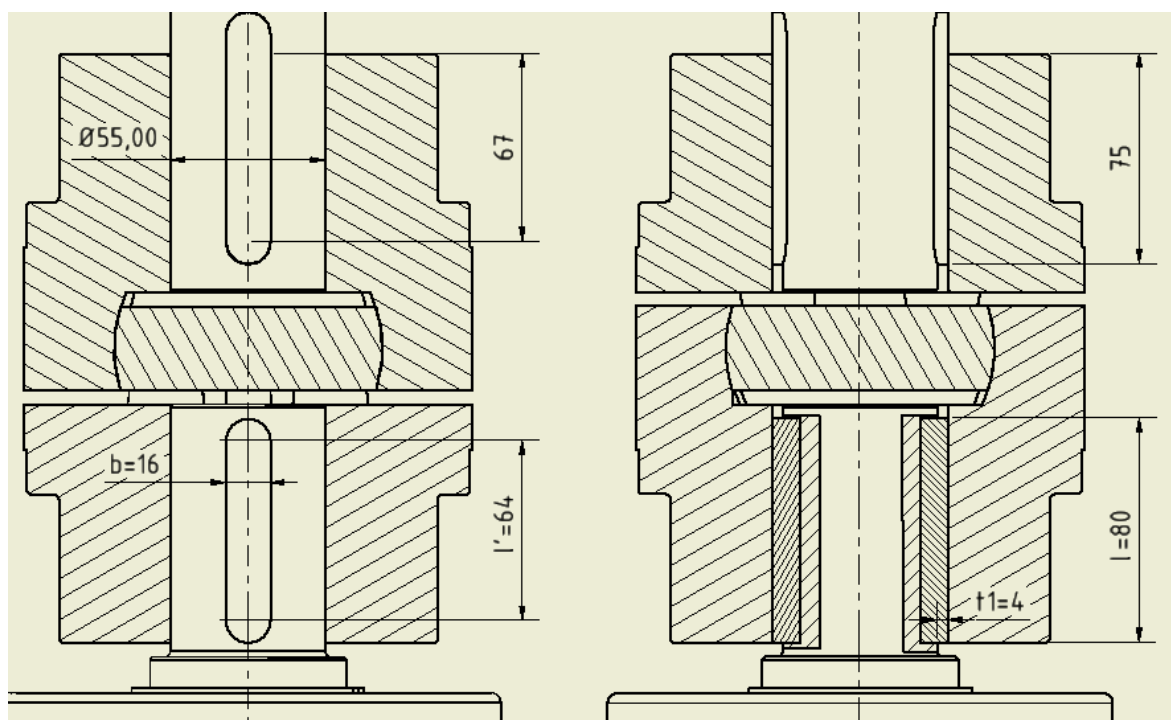


Obr. 18 Rozměry použitých per DIN 6885-1A

Hřídelová pera jsou vyráběná z materiálu 11 600. Únosnost dvou per je teoreticky dvojnásobná, v praxi se však uvažuje jen 1,5 krát větší než jednoho pera. Při volbě většího množství per jsou uspořádány symetricky, jsou-li otáčky vyšší než 2000 min^{-1} , to znamená, že dvě pera jsou od sebe přesazená o 180° . [3]

Následující výpočty těsného pera na otlacení a na stříh jsou provedeny pouze pro pero přenášející krouticí moment z pružné spojky na výstupní hřídel, jelikož jeho styková plocha je menší. Parametry spoje těsným perem je na obr. 19.

Parametry: dovolený tlak pro jedno pero $p_{D1} = 150 \text{ MPa}$ [3]
dovolенý tlak pro dvě pera $p_{D2} = 225 \text{ MPa}$
dovolенé napětí ve smyku pro jedno pero $\tau_{D1} = 30 \text{ MPa}$ [3]
dovolенé napětí ve smyku pro dvě pera $\tau_{D2} = 45 \text{ MPa}$
průměr výstupní hřídele $\varnothing d = 55 \text{ mm}$
délka pera $l = 80 \text{ mm}$
délka boku pera $l' = 64 \text{ mm}$
výška spoje $t_1 = 4 \text{ mm}$
šířka pera $b = 16 \text{ mm}$



Obr. 19 Parametry spoje těsným perem

Výpočet kontroly těsného pera na otláčení:

$$F_Z = \frac{M_{max}}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1\,500\,000}{\frac{55}{2} + \frac{4}{2}} = 50\,847,46\,N \quad (3)$$

kde F_Z je zatěžující síla

$$p = \frac{F_Z}{l' \cdot t_1} = \frac{50\,847,46}{64 \cdot 4} = 198,62\,MPa \quad (4)$$

kde p je tlak působící na pero

$$p < p_{D2} \quad (5)$$

Podmínka splněna, pero vyhovuje.

Výpočet kontroly těsného pera na stříh:

$$F_S = \frac{M_{max}}{\frac{d}{2}} = \frac{1\,500\,000}{\frac{55}{2}} = 54\,545,45\,N \quad (6)$$

kde F_S je střižná síla

$$\tau_S = \frac{F_S}{l \cdot b} = \frac{54\,545,45}{80 \cdot 16} = 42,61\,MPa \quad (7)$$

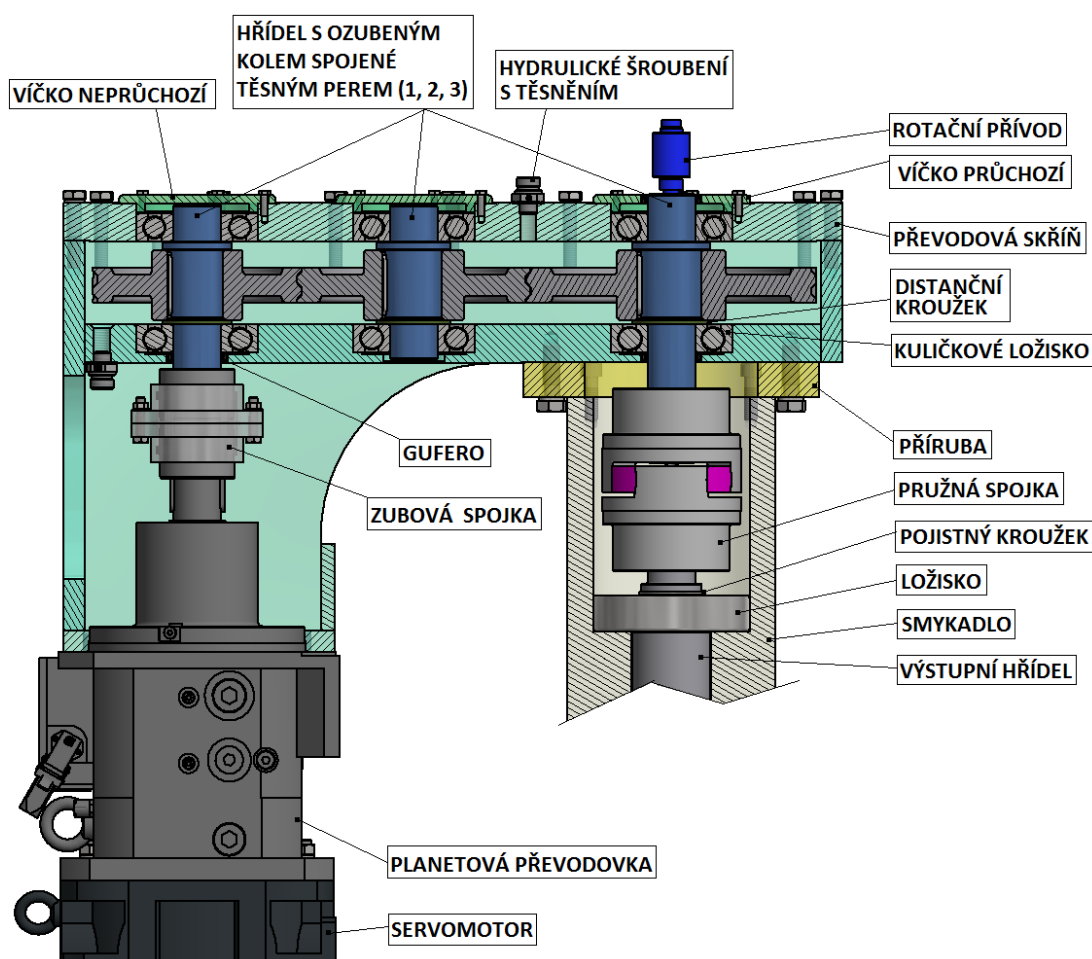
kde τ_S je napětí ve stříhu

$$\tau_S < \tau_{D2} \quad (8)$$

Podmínka splněna, pero vyhovuje.

5 Vlastní konstrukce náhonu přes ozubený převod


Druhý návrh konstrukčního řešení náhonu rotačních nástrojů (obr. 20) je spojení pohonu s výstupní hřídelí pomocí ozubeného převodu se šikmými zuby. Ozubený převod se skládá ze tří ozubených kol vedle sebe, aby byla dosažena zadaná osová vzdálenost 550 mm s tolerancí $\pm 5\%$ a zároveň aby převod nebyl příliš široký (kdyby byl pouze ze dvou kol). Vstupní velikost přenášeného krouticího momentu na 1. hřídel, která nese 1. ozubené kolo, zajišťuje servomotor spojený s planetovou převodovkou, jejíž výstupní hřídel je spojena s 1. hřídelí pomocí zubové spojky. 3. hřídel, která nese 3. ozubené kolo je spojena s výstupní hřídelí, která pohání vřeteno, pomocí pružné spojky. Hřídele s ozubenými koly jsou uloženy v kuličkových ložiskách a ty jsou uloženy v převodové skříni, která je svařená z plechů. Boční stěny převodové skříně mají tvar do L a jsou spojené zároveň i s převodovkou pomocí příruby. Smykadlo je spojené s převodovou skříní taktéž pomocí příruby. Přívod oleje pro mazání ozubených kol bude zajištěno pomocí hydraulického šroubení, které se nachází na víku (přesně nad stykem zubů) a na dně převodové skříně pro odvod oleje. Rotační přívod na konci 3. hřídele umožňuje přívod chladicí kapaliny, která bude přiváděna až k vřetenu.



Obr. 20 Schéma náhonu přes ozubený převod

5.1 Servomotor a planetová převodovka

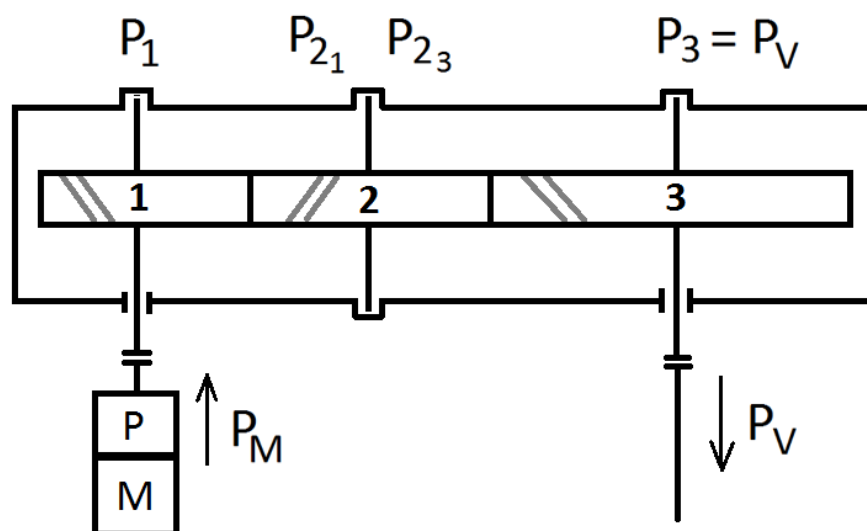
Servomotor v tomto konstrukčním provedení jsem zvolila úplně stejný, jako v předchozím provedení od firmy Siemens typ 1PH816-1HF03-1BA1 (obr. 12) i s jeho parametry (obr. 13). Planetovou převodovku jsem zvolila opět dvoustupňovou od firmy STOBBER (obr. 14), tentokrát s možností zařazení převodu 5,5:1. Technické data této převodovky jsou znázorněny na obr. 21.

<div> <div>Technical Data</div> <div>  STOBBER </div> </div>						
Type	i ⓘ	n1max [1/min] ⓘ	PN,GB [kW] ⓘ	M2max [Nm] ⓘ	M2N [Nm] ⓘ	$\Delta\phi 2$ [arcmin] ⓘ
PS2501	1 – 4	2500 – 10000	47	1600	1200	20 – 30
PS2501	1 – 5.5	2500 – 10000	47	2200	1375	20 – 30
PS3001	1 – 4	2500 – 10000	47	1600	1200	20 – 30
PS3001	1 – 5.5	2500 – 10000	47	2200	1375	20 – 30

Obr. 21 Technické data převodovky STOBBER [15]

5.2 Určení krouticích momentů převodu

Jelikož v převodu dochází ke ztrátám v ložiscích a v ozubení, bude zadaný vstupní výkon postupně klesat. To samozřejmě ovlivňuje potřebnou velikost vstupního krouticího momentu od motoru. Ve většině případů ozubených převodů se započítávají i ztráty kvůli brodění kol v oleji. Jelikož můj návrh je zkonstruovaný tak, že kola jsou naležato (hřídele uloženy vertikálně), kola by se musely brodit v oleji všechny tři a ztráty by byly moc velké, zvolila jsem mazání kol vstřikováním oleje, a tudíž jsem ztráty broděním nezapočítala. Rozmístění různých velikostí výkonů je znázorněno na obr. 22.



Obr. 22 Schéma převodu

P_M ... výkon od motoru

P_1 ... výkon na 1. hřídeli

P_{21} ... výkon na 2. hřídeli na levé straně ozubení

P_{23} ... výkon na 2. hřídeli na pravé straně ozubení

P_3 ... výkon na 3. hřídeli

P_V ... výkon výstupní

celkový převodový poměr $i_C = 1,4$

převodový poměr mezi 1. a 2. ozubeným kolem $i_{1,2} = 1,122$

převodový poměr mezi 2. a 3. ozubeným kolem $i_{2,3} = 1,248$

Výpočet převodových poměrů je uveden později (výpočet 25 a 26). Důvod, proč výkon na 2. hřídeli je rozdělen na pravou a levou stranu ozubení je kvůli reálnějšímu výpočtu sil v ozubení, který později následuje.

volím účinnost v ložiscích $\eta_L = 0,995$ a účinnost v ozubení $\eta_{OZ} = 0,98$

Výpočet celkové účinnosti:

$$\eta_C = \eta_{OZ}^2 \cdot \eta_L^6 = 0,98^2 \cdot 0,995^6 = 0,932 \quad (9)$$

Výpočet jednotlivých výkonů:

$$P_1 = P_M \cdot \eta_L^2 = 37\,000 \cdot 0,995^2 = 36\,630,93 \text{ W} \quad (10)$$

$$P_{21} = P_1 \cdot \eta_{OZ} = 36\,630,93 \cdot 0,98 = 35\,898,31 \text{ W} \quad (11)$$

$$P_{23} = P_1 \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{OZ} = 36\,630,93 \cdot 0,995^2 \cdot 0,98 = 35\,540,23 \text{ W} \quad (12)$$

$$P_3 = P_{23} \cdot \eta_L^2 \cdot \eta_{OZ} = 35\,540,23 \cdot 0,995^2 \cdot 0,98 = 34\,481,99 \text{ W} \quad (13)$$

Výpočet otáček jednotlivých hřídelů:

$$n_3 = \frac{P_3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot M_{max}} = \frac{34\,481,99 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 1500} = 219,52 \text{ min}^{-1} \quad (14)$$

$$n_2 = n_3 \cdot i_{2,3} = 219,52 \cdot 1,248 = 273,86 \text{ min}^{-1} \quad (15)$$

$$n_1 = n_2 \cdot i_{1,2} = 273,86 \cdot 1,122 = 307,33 \text{ min}^{-1} \quad (16)$$

$$n_{1max} = n_{max} \cdot i_c = 4\,000 \cdot 1,4 = 5\,600 \text{ min}^{-1} \quad (17)$$

Výpočet jednotlivých krouticích momentů:

$$M_P = \frac{P_M \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{37\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 307,33} = 1\,149,66 \text{ Nm} \quad (18)$$

$$M_1 = \frac{P_1 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{36\,630,93 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 307,33} = 1\,138,19 \text{ Nm} \quad (19)$$

$$M_{21} = \frac{P_{21} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{35\,898,31 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 273,86} = 1\,251,75 \text{ Nm} \quad (20)$$

$$M_{23} = \frac{P_{23} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_2} = \frac{35\,540,23 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 273,86} = 1\,239,26 \text{ Nm} \quad (21)$$

$$M_3 = \frac{P_3 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_3} = \frac{34\,481,99 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 219,52} = 1500 \text{ Nm} \quad (22)$$

$$M_{Mmax} = M_P : i_P = 1\,149,66 : 5,5 = 209,03 \text{ Nm} \quad (23)$$

$$M_M = \frac{P_M \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot n_{1max}} = \frac{37\,000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 5\,600} = 63,09 \text{ Nm} \quad (24)$$

Potřebný maximální krouticí moment M_{Mmax} , který je potřeba dostat z motoru je 209,03 Nm při zařazení převodového poměru 5,5:1 na planetové převodovce STOBBER. Požadované maximální výstupní otáčky dostaneme při zařazení převodu 1:1 na planetové převodovce při krouticím momentu 63,09 Nm. Vstupní krouticí moment od planetové převodovky $M_P = 1149,66 \text{ Nm}$.

5.3 Návrh čelního soukolí se šikmými zuby

Většinu výpočtů týkajících se ozubených kol jsem provedla v Softwaru Modul, Geometrie a CSNw [20]. Sestavení tří ozubených kol vedle sebe je velice neobvyklé a v žádné literatuře jsem toto sestavení nenašla, proto jsem se snažila postupovat opatrně. Výpočty ozubených kol jsem v těchto softwarech dělala jako dvojici ozubených kol 1 a 2 a dvojici kol 2 a 3. Následně, kdy došlo na výpočet sil v ozubení, jsem využila své metody, kdy jsem vypočítala krouticí moment druhé hřídele pro levou a pravou část (viz. výpočet 20 a 21), jelikož dle vzorců uváděných v učebnicích by vycházelo, že tečná, radiální a axiální síla v ozubení na 2. kole jsou stejné jak na levé, tak i na pravé straně (když vycházíme ze stejného krouticího momentu).

Nejdříve jsem si zvolila celkový převodový poměr a počty zubů jednotlivých kol. Převod jsem zvolila se šikmým ozubením kdy úhel sklonu zubů $\beta = 17^\circ$. Úhel záběru $\alpha = 20^\circ$ je normalizován. Materiál ozubených kol volím 14 220.

$$i_c = 1,4$$

$$z_1 = 90$$

$$z_2 = 101$$

$$z_3 = 126$$

Výpočet převodových poměrů:

$$i_{1,2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{101}{90} = 1,122 \quad (25)$$

$$i_{2,3} = \frac{z_3}{z_2} = \frac{126}{101} = 1,248 \quad (26)$$

Dále už jsem postupovala pomocí softwaru Modul, dle kterého jsem určila velikost modulu všech tří ozubených kol.

Výpočet modulu:

Volím modul ozubených kol $m_n = 2,5$ mm podle softwaru Modul, který navrhuje modul 2,6 mm. Zaokrouhlila jsem ho na nejbližší číslo normalizovaného modulu (obr. 25).

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 90
 z_2 101
 β 17 [°]
 T_1 1138.19 [N·m]
 Ψ_m 15
Schéma 6
 $K_{H\beta}$ 1.007
 K_A 1.5
 σ_{Flimb}^0 700 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 1270 [MPa]
 V_{HV} 650

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770$ ($\beta = 0^\circ$)
 $f_H = 690$ ($\beta > 0^\circ$)
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_n = 2.605$ [mm]
 $b = 39.1$ [mm]

$m_{n\ ohyb} = 2.605$ [mm]
 $m_{n\ dotyk} = 1.982$ [mm]

<http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>

Obr. 23 Výpočet modulu kol 1 a 2 [19]

Typ ozubení
☒ Čelní
☐ Kuželové
☐ Hřeben

z_1 101
 z_2 126
 β 17 [°]
 T_1 1239.26 [N·m]
 Ψ_m 15
Schéma 6
 $K_{H\beta}$ 1.006
 K_A 1.5
 σ_{Flimb}^0 700 [MPa]
 σ_{Hlim}^0 1270 [MPa]
 V_{HV} 650

OHYB

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

DOTYK

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\Psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770$ ($\beta = 0^\circ$)
 $f_H = 690$ ($\beta > 0^\circ$)
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$
 $\Psi_{d1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$
 $u = \frac{z_2}{z_1}$
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_n = 2.578$ [mm]
 $b = 38.7$ [mm]

$m_{n\ ohyb} = 2.578$ [mm]
 $m_{n\ dotyk} = 1.857$ [mm]

<http://homel.vsb.cz/~nem25/SOFTWARE/CZ/WINDOWS/mod.htm>

Obr. 24 Výpočet modulu kol 2 a 3 [19]

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubu podél šířky pro dotyk $K_{H\beta}$ se v softwaru Modul určí sám dle předchozích hodnot. Součinitel K_A pro respektování vnějších dynamických sil volím dle tabulky na obr. 26.

Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05	--	0,5	--	5	--	50	--
--	0,055	--	0,55	--	5,5	--	55
0,06	--	0,6	--	6	--	60	--
--	0,07	--	0,7	--	7	--	70
0,08	--	0,8	--	8	--	80	--
--	0,09	--	0,9	--	9	--	90
0,1	--	1	--	10	--	100	--
--	0,11	--	1,125	--	11		
0,12	--	1,25	--	12	--		
--	0,14	--	1,375	--	14		
0,15	--	1,5	--	16	--		
--	0,18	--	1,75	--	18		
0,2	--	2	--	20	--		
--	0,22	--	2,25	--	22		
0,25	--	2,5	--	25	--		
--	0,28	--	2,75	--	28		
0,3	--	3	--	32	--		
--	0,35	--	3,5	--	36		
0,4	--	4	--	40	--		
--	0,45	--	4,5	--	45		

Obr. 25 Tabulka normalizovaných modulů dle ČSN 01 4608 [19]

ORIENTAČNÍ HODNOTY SOUČiniteLE KA PRO RESPEKTOVÁNÍ VNĚJŠÍCH DYNAMICKÝCH SIL					PŘÍKLADY PRACOVNÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY	
Zatěžování převodovky hnaným strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem				Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
	plynulé	s malou nerovnoměr- ností	se střední nerovno- měností	s velkou nerovno- měností	plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75	s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85	se střední nerovnoměrností	hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otoč jeřábu, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka
se střední nerovnoměrností	1,25	1,5	1,75	2,0	s velkými rázy	lis, nůžky, kalandr na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječ- ka, vrtná souprava, briketovací lis, hnětač stroj
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25		
PŘÍKLADY HNACÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY						
Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje					
plynulé	elektromotor, parní turbína, plynová turbína					
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbína, plynová turbína					
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor					
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor					

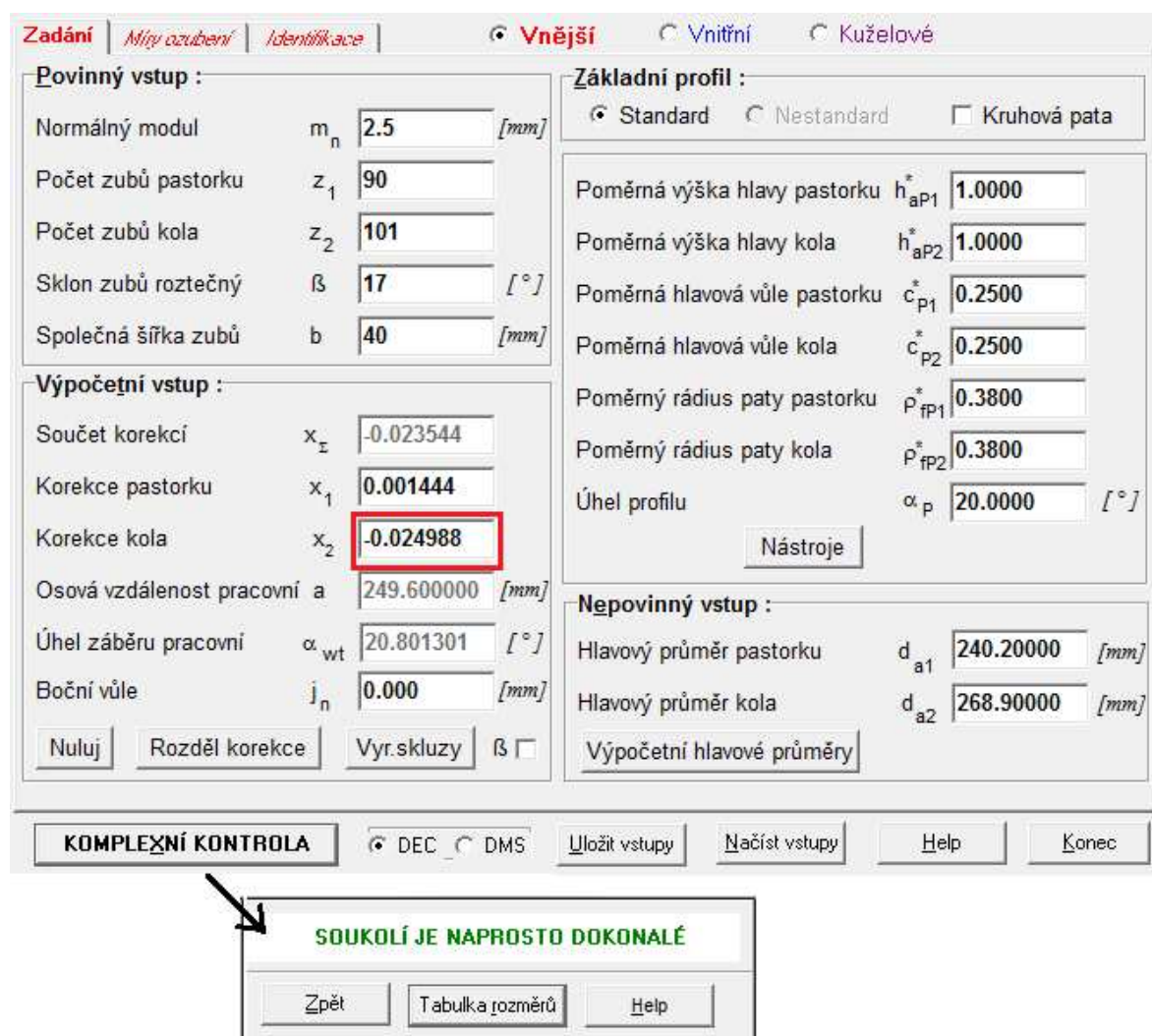
Obr. 26 Tabulka hodnot K_A [19]

Dle softwaru Modul, který navrhuje šířku ozubení 39,1 a 38,8 mm volím šířku ozubených kol $b = 40$ mm. Následuje výpočet v softwaru Geometrie, dle kterého zjistím kompletní geometrii ozubení.

Výpočet geometrie ozubení:

Již známé hodnoty jsem zadala do softwaru Geometrie. U osové vzdálenosti a a hlavových průměrů kol d_{a1} a d_{a2} jsem umazala konečnou hodnotu čísla a nechala ho po jedno desetinné číslo, následně jsem dala rozdělit korekce a vyrovnat skluzu. U soukolí 2. a 3. kola jsem přepsala korekci x_1 aby bylo stejné s druhým kolem v soukolí 1. a 2. kola. Poté jsem zvolila komplexní kontrolu, při které mi SW zobrazil uspokojující hlášku, že soukolí je naprosto dokonalé (obr. 27 a 28).

Výstupní tabulky rozměrů soukolí 1. a 2. kola a 2. a 3. kola jsou v přílohách (č. 1.1, 1.2, 1.3, 1.4) Důležité výstupní hodnoty z těchto tabulek, které budu dále používat, jsou vypsány na další straně.



Zadáání | *Měry ozubení* | *Identifikace* | ☒ **Vnější** | ☐ Vnitřní | ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	2.5	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	90	
Počet zubů kola	z_2	101	
Sklon zubů roztečný	β	17	[°]
Společná šířka zubů	b	40	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	-0.023544	
Korekce pastorku	x_1	0.001444	
Korekce kola	x_2	-0.024988	
Osová vzdálenost pracovní	a	249.600000	[mm]
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	20.801301	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

☐ β

Základní profil :

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhá pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{ap1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{ap2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{p1}^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_{p2}^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{fp1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{fp2}^*	0.3800	
Úhel profilu	α_p	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	240.20000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	268.90000	[mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA | ☒ DEC | ☐ DMS | | | |

SOUKOLÍ JE NAPROSTO DOKONALÉ

Obr. 27 Výpočet geometrie kol 1 a 2 [21]

Zadáání | *Atýp ozubení* | *Identifikace* | ☒ **Vnější** | ☐ Vnitřní | ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	2.5	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	101	
Počet zubů kola	z_2	126	
Sklon zubů roztečný	β	17	[°]
Společná šířka zubů	b	40	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	-0.006013	
Korekce pastorku	x_1	-0.024988	
Korekce kola	x_2	0.018975	
Osová vzdálenost pracovní	a	296.700000	[mm]
Úhel záběru pracovní	α_{wt}	20.829228	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

☐ β

Základní profil :

☒ Standard | ☐ Nestandard | ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{ap1}^*	1.0000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{ap2}^*	1.0000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{p1}^*	0.2500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_{p2}^*	0.2500	
Poměrný rádius paty pastorku	ρ_{fp1}^*	0.3800	
Poměrný rádius paty kola	ρ_{fp2}^*	0.3800	
Úhel profilu	α_p	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	268.90000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	334.48000	[mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA | ☒ DEC | ☐ DMS | | | |

SOUKOLÍ JE NAPROSTO DOKONALÉ

Obr. 28 Výpočet geometrie kol 2 a 3 [21]

Výstupní hodnoty ze SW Geometrie:

$$d_{w1} = 235,23 \text{ mm} \quad r_1 = 117,62 \text{ mm} \quad a_{12} = 296,7 \text{ mm}$$

$$d_{w2} = 264,02 \text{ mm} \quad r_2 = 132,01 \text{ mm} \quad a_{23} = 249,6 \text{ mm}$$

$$d_{w3} = 329,39 \text{ mm} \quad r_3 = 164,695 \text{ mm} \quad a_c = 546,3 \text{ mm}$$

Zadaná osová vzdálenost je $550 \pm 5\%$, takže tato podmínka je splněna.

$$\varepsilon_v = 3,15 \div 3,3 \text{ [5]}$$

$$\varepsilon_{v1,2} = \varepsilon_{v2,3} = 3,2 \dots \text{podmínka splněna}$$

Ostatní hodnoty z výpočtu geometrie ozubených kol jsou v přílohách. Dále následuje výpočet napětí v ohybu a dotyku pomocí SW CSNw.

Výpočet napětí v ohybu a dotyku ozubených kol:

Metoda výpočtu
☒ A - Statické zatížení

Úplný výpočet **Zjednodušený výpočet**
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry

Součinitele
Tisk
Konec
Výpočet

Povinné
Volitelné

OHYB
DOTYK

Rozměry v mm

Obr. 29 Výpočty napětí kol 1 a 2 v SW CSNw a zadané hodnoty [20]

Zadané hodnoty:

$Y_{A1} = Y_{A2} = 1$...pro míjivé zatížení (běžné ozubené kola) dle [20]

$K_A = 1,5$...viz. obr. 26

$K_{AS} = 2$...vyjadřuje vliv největšího jednorázového zatížení na křehký lom zubu nebo deformaci či křehký lom povrchové vrstvy. [20]

$K_{H\beta} = 1,007$...dle schématu převodu [20] (viz. obr. 23 a 24)

Velikost součinitele K_{AS} odhadujeme jako $K_{AS} \geq K_A$. [20]

$Z_{R1} = Z_{R2} = 1$... pro broušené boky zubů [20]

Y_{SA1}, Y_{SA2} ...tyto hodnoty si SW vypočítal sám dle ČSN

Metoda výpočtu
☒ A - Statické zatížení

T_1 1239.26 [N·m]
 n_1 [ot/min]
 N_{K1} [cyklů]
 N_{K2} [cyklů]
 Y_{A1} 1.000 [Help]
 Y_{A2} 1.000 [Help]
 K_A 1.500 [Help]
 K_{AS} 2.000 [Help]

☐ Obv. síla F
☒ Moment T

z_1 101
 z_2 126
 m_n 2.500 [mm]
 β 17.0000 [°]
 α_n 20.000 [°]
 h_{a1}^* 1.000
 h_{a2}^* 1.000
 c_{F1}^* 0.250
 c_{F2}^* 0.250
 ρ_{F1}^* 0.380
 ρ_{F2}^* 0.380
 x_1 -0.0249
 x_2 0.0190
 a_w 296.700 [mm]
 d_{a1} 268.9 [mm]
 d_{a2} 334.4 [mm]

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry

KH8
Součinitele
Tisk
Konec
Výpočet

OHYB

σ_{F1} = 301.1	σ_{F2} = 294.6
σ_{FP1} = 700.0	σ_{FP2} = 700.0
S_{F1} = 2.325	S_{F2} = 2.376
σ_{Fmax1} = 602.2	σ_{Fmax2} = 589.3
σ_{FPmax1} = 1400.0	σ_{FPmax2} = 1400.0

DOTYK

σ_{H1} = 598.9	σ_{H2} = 598.9
σ_{HP1} = 1270.0	σ_{HP2} = 1270.0
S_{H1} = 2.121	S_{H2} = 2.121
σ_{Hmax1} = 847.0	σ_{Hmax2} = 847.0
σ_{HPmax1} = 2600.0	σ_{HPmax2} = 2600.0

K_F = 1.813 K_{Fv} = 1.000
 $K_{F\alpha}$ = 1.200 $K_{F\beta}$ = 1.007
 Y_F = 0.581 Y_β = 0.858
 Y_{FS1} = 3.546 Y_{FS2} = 3.470
 Y_{Fa1} = 2.162 Y_{Fa2} = 2.110
 Y_{Sa1} = 1.640 Y_{Sa2} = 1.645

K_H = 1.813 K_{Hv} = 1.000
 $K_{H\alpha}$ = 1.200 $K_{H\beta}$ = 1.007
 K_A = 1.500 K_{AS} = 2.000
 Z_E = 0.762 Z_H = 2.406
 Z_{R1} = 1.000 Z_{R2} = 1.000
 Z_E = 191.646 Z_β = 1.000

PASTOREK

σ_{Flimb1} 700.0 [MPa]
 σ_{Hlim1} 1270.0 [MPa]
 V_{HV1} 650
 J_{HV1} 250
 R_{m1} 785.0 [MPa]
 R_{e1} 588.0 [MPa]
 q_{F1}
 q_{H1}
 N_{Flim1}
 N_{Hlim1}
 E_1 2.1E+5 [MPa]
 ν_1 0.300
Met. 14 220
cementovaná kalená

KOLO

σ_{Flimb2} 700.0 [MPa]
 σ_{Hlim2} 1270.0 [MPa]
 V_{HV2} 650
 J_{HV2} 250
 R_{m2} 785.0 [MPa]
 R_{e2} 588.0 [MPa]
 q_{F2}
 q_{H2}
 N_{Flim2}
 N_{Hlim2}
 E_2 2.1E+5 [MPa]
 ν_2 0.300
Met. 14 220
cementovaná kalená

Povinné

t_{g1} [mm]
 t_{g2} [mm]
 p_{g1} [mm]
 p_{g2} [mm]
 Z_{R1} 1.000 [Help]
 Z_{R2} 1.000 [Help]

Volitelné

$K_{F\alpha}$
 K_{Fv}
 $K_{F\beta}$
 Y_{Fa1} [Help]
 Y_{Sa1} 1.640 [Help]
 Y_{FS1}
 Y_{N1}
 Z_{N1}
 Z_B
 σ_{Flimb1}
 σ_{Hlim1}

$K_{H\alpha}$
 K_{Hv}
 Y_{Fa2}
 Y_{Sa2} 1.645
 Y_{FS2}
 Y_{N2}
 Z_{N2}
 Z_D
 σ_{Flimb2}
 σ_{Hlim2}

Společná šířka $b = 40.00$
 $b_{wF1} = 40.00$
 $b_{wF2} = 40.00$
Pozor $s_{r1,2 min} = 8.75$ $d_{f1} = 229.04$ $d_{f2} = 257.66$

$Y_{Sa1} = 1.640$ $Y_{Sa2} = 1.645$
☒ --> ČSN ☒ --> ČSN

Obr. 30 Výpočty napětí kol 2 a 3 v SW CSNw a zadané hodnoty [20]

Výsledky:

OHYB				DOTYK			
σ_{F1}	= 310.8	σ_{F2}	= 313.5	σ_{H1}	= 662.9	σ_{H2}	= 662.9
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{FP2}	= 700.0	σ_{HP1}	= 1270.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{F1}	= 2.252	S_{F2}	= 2.233	S_{H1}	= 1.916	S_{H2}	= 1.916
σ_{Fmax1}	= 621.7	σ_{Fmax2}	= 627.1	σ_{Hmax1}	= 937.4	σ_{Hmax2}	= 937.4
σ_{FPmax1}	= 1400.0	σ_{FPmax2}	= 1400.0	σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0

Obr. 31 Výsledky kol 1 a 2

OHYB				DOTYK			
σ_{F1}	= 301.1	σ_{F2}	= 294.6	σ_{H1}	= 598.9	σ_{H2}	= 598.9
σ_{FP1}	= 700.0	σ_{FP2}	= 700.0	σ_{HP1}	= 1270.0	σ_{HP2}	= 1270.0
S_{F1}	= 2.325	S_{F2}	= 2.376	S_{H1}	= 2.121	S_{H2}	= 2.121
σ_{Fmax1}	= 602.2	σ_{Fmax2}	= 589.3	σ_{Hmax1}	= 847.0	σ_{Hmax2}	= 847.0
σ_{FPmax1}	= 1400.0	σ_{FPmax2}	= 1400.0	σ_{HPmax1}	= 2600.0	σ_{HPmax2}	= 2600.0

Obr. 32 Výsledky kol 2 a 3

Pro obě počítané dvojice kol platí tyto podmínky:

$$\sigma_{F1} < \sigma_{FP1} \dots \text{podmínka splněna}$$

$$\sigma_{F2} < \sigma_{FP2} \dots \text{podmínka splněna}$$

$$\sigma_{H1} < \sigma_{HP1} \dots \text{podmínka splněna}$$

$$\sigma_{H2} < \sigma_{HP2} \dots \text{podmínka splněna}$$

$$S_{F1} > 1,4 [5] \dots \text{podmínka splněna}$$

$$S_{F2} > 1,4 [5] \dots \text{podmínka splněna}$$

$$S_{H1} > 1,2 [5] \dots \text{podmínka splněna}$$

$$S_{H2} > 1,2 [5] \dots \text{podmínka splněna}$$

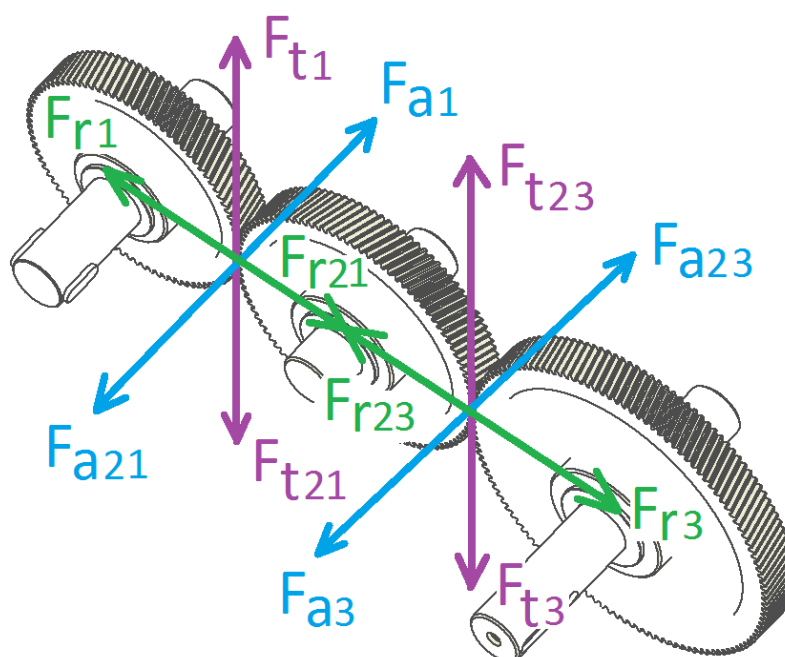
$$\sigma_{Fmax1} < \sigma_{FPmax1} \dots \text{podmínka splněna}$$

$$\sigma_{Fmax2} < \sigma_{FPmax2} \dots \text{podmínka splněna}$$

$$\sigma_{Hmax1} < \sigma_{HPmax1} \dots \text{podmínka splněna}$$

$$\sigma_{Hmax2} < \sigma_{HPmax2} \dots \text{podmínka splněna}$$

5.4 Výpočet sil v ozubení



Obr. 33 Schéma sil v ozubení

Výpočet tečných sil:

$$F_{t1} = \frac{M_1 \cdot 2}{d_{w1}} \cdot f_k \cdot f_d = \frac{1\,138\,188,97 \cdot 2}{235,23} \cdot 1,1 \cdot 1,4 = 14\,902,95 \text{ N} \quad (27)$$

$$F_{t21} = \frac{M_{21} \cdot 2}{d_{w2}} \cdot f_k \cdot f_d = \frac{1\,251\,747,64 \cdot 2}{264,02} \cdot 1,1 \cdot 1,4 = 14\,602,62 \text{ N} \quad (28)$$

$$F_{t23} = \frac{M_{23} \cdot 2}{d_{w2}} \cdot f_k \cdot f_d = \frac{1\,239\,261,3 \cdot 2}{264,02} \cdot 1,1 \cdot 1,4 = 14\,458,12 \text{ N} \quad (29)$$

$$F_{t3} = \frac{M_3 \cdot 2}{d_{w3}} \cdot f_k \cdot f_d = \frac{1\,500\,000 \cdot 2}{329,39} \cdot 1,1 \cdot 1,4 = 14\,025,93 \text{ N} \quad (30)$$

kde součinitel přidavných dynamických sil v ozubení $f_k = 1,1$ [6] a součinitel pro dynamické přidavné síly v ozubení $f_d = 1,4$ [6]

Výpočet axiálních sil:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 14\,902,95 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 4\,556,29 \text{ N} \quad (31)$$

$$F_{a21} = F_{t21} \cdot \operatorname{tg} \beta = 14\,602,62 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 4\,464,47 \text{ N} \quad (32)$$

$$F_{a23} = F_{t23} \cdot \operatorname{tg} \beta = 14\,458,12 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 4\,420,29 \text{ N} \quad (33)$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 14\,025,93 \cdot \operatorname{tg} 17^\circ = 4\,288,16 \text{ N} \quad (34)$$

Výpočet radiálních sil:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 14\,902,95 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} = 5\,672,07 \text{ N} \quad (35)$$

$$F_{r21} = F_{t21} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 14\,602,62 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} = 5\,557,77 \text{ N} \quad (36)$$

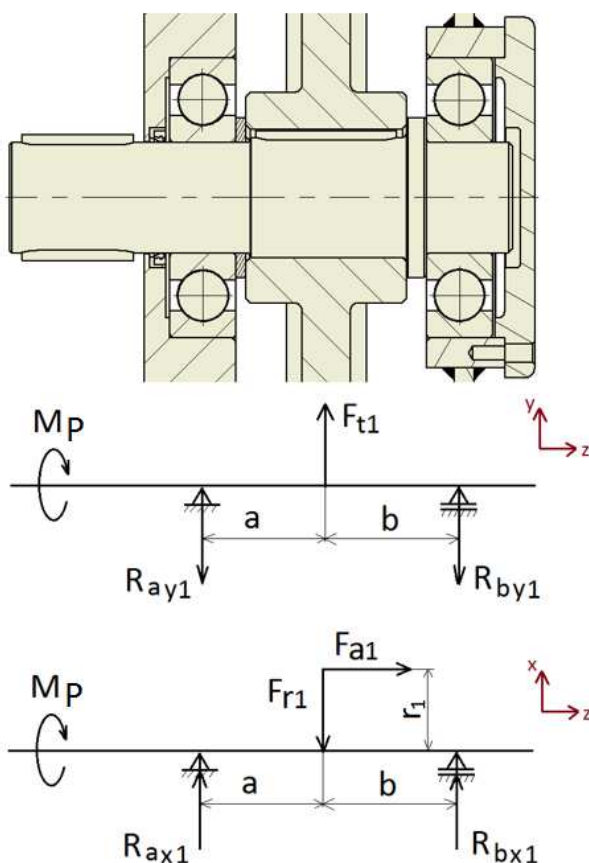
$$F_{r23} = F_{t23} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 14\,458,12 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} = 5\,502,77 \text{ N} \quad (37)$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 14\,025,93 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17^\circ} = 5\,338,28 \text{ N} \quad (38)$$

5.5 Výpočty reakcí v ložiskách

Pro výpočty reakcí u všech třech hřídelí platí $a = 61,5$ mm; $b = 66,5$ mm. Graficky znázorněné výsledky posouvajících sil, ohybových momentů a ostatních napětí je k nalezení v přílohách pod čísly 2.1, 2.2 a 2.3

Hřídel č. 1:



Obr. 34 Schéma sil a reakcí na 1. hřídeli

$$\sum M_{Ay1} = F_{t1} \cdot a - R_{By1} \cdot (a + b) = 0 \quad (39)$$

$$\sum M_{By1} = -F_{t1} \cdot b + R_{Ay1} \cdot (a + b) = 0 \quad (40)$$

$$\rightarrow R_{Ay1} = F_{t1} \cdot \frac{b}{a + b} = 14\,902,95 \cdot \frac{66,5}{61,5 + 66,5} = 7\,742,55 \text{ N} \quad (41)$$

$$\rightarrow R_{By1} = F_{t1} \cdot \frac{a}{a + b} = 14\,902,95 \cdot \frac{61,5}{61,5 + 66,5} = 7\,160,4 \text{ N} \quad (42)$$

$$\sum M_{Ax1} = -F_{r1} \cdot a - F_{a1} \cdot r_1 + R_{Bx1} \cdot (a + b) = 0 \quad (43)$$

$$\sum M_{Bx1} = F_{r1} \cdot b - F_{a1} \cdot r_1 - R_{Ax1} \cdot (a + b) = 0 \quad (44)$$

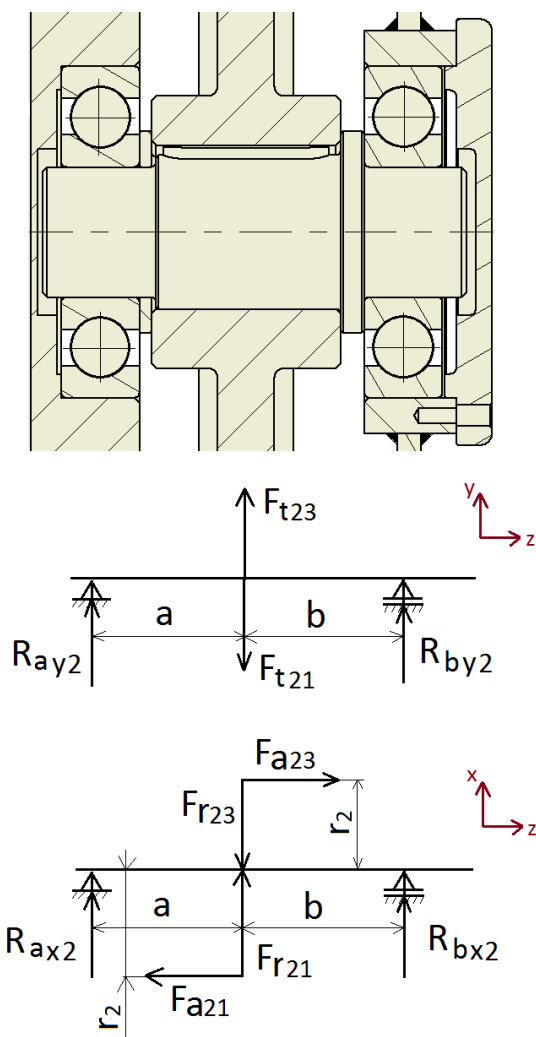
$$\rightarrow R_{Ax1} = \frac{F_{r1} \cdot b - F_{a1} \cdot r_1}{a + b} = \frac{5\,672,07 \cdot 66,5 - 4\,556,29 \cdot 117,62}{61,5 + 66,5} = -1\,239,99 \text{ N} \quad (45)$$

$$\rightarrow R_{Bx1} = \frac{F_{r1} \cdot a + F_{a1} \cdot r_1}{a + b} = \frac{5\,672,07 \cdot 61,5 + 4\,556,29 \cdot 117,62}{61,5 + 66,5} = 6\,912,06 \text{ N} \quad (46)$$

$$R_{A1} = \sqrt{R_{Ay1}^2 + R_{Ax1}^2} = \sqrt{7\,742,55^2 + 1\,239,99^2} = 7\,841,22 \text{ N} \quad (47)$$

$$R_{B1} = \sqrt{R_{By1}^2 + R_{Bx1}^2} = \sqrt{7\,160,4^2 + 6\,912,06^2} = 9\,952,28 \text{ N} \quad (48)$$

Hřídel č. 2:



Obr. 35 Schéma sil a reakcí na 2. hřídeli

$$\sum M_{Ay2} = F_{t23} \cdot a - F_{t21} \cdot a + R_{By2} \cdot (a + b) = 0 \quad (49)$$

$$\sum M_{By2} = -F_{t23} \cdot b + F_{t21} \cdot b - R_{Ay2} \cdot (a + b) = 0 \quad (50)$$

$$\rightarrow R_{Ay2} = \frac{-F_{t23} \cdot b + F_{t21} \cdot b}{a + b} = \frac{-14\,458,12 \cdot 66,5 + 14\,602,62 \cdot 66,5}{61,5 + 66,5} = 69,43 \, N \quad (51)$$

$$\rightarrow R_{By2} = \frac{-F_{t23} \cdot a + F_{t21} \cdot a}{a + b} = \frac{-14\,458,12 \cdot 61,5 + 14\,602,62 \cdot 61,5}{61,5 + 66,5} = 75,07 \, N \quad (52)$$

$$\sum M_{Ax2} = F_{r21} \cdot a - F_{r23} \cdot a - F_{a21} \cdot r_2 - F_{a23} \cdot r_2 + R_{Bx2} \cdot (a + b) = 0 \quad (53)$$

$$\sum M_{Bx2} = -F_{r21} \cdot b + F_{r23} \cdot b - F_{a21} \cdot r_2 - F_{a23} \cdot r_2 - R_{Ax2} \cdot (a + b) = 0 \quad (54)$$

$$\rightarrow R_{Ax2} = \frac{-F_{r21} \cdot b - F_{a21} \cdot r_2 + F_{r23} \cdot b - F_{a23} \cdot r_2}{a + b} \quad (55)$$

$$= \frac{-5\,557,77 \cdot 66,5 - 4\,464,47 \cdot 132,01 + 5\,502,77 \cdot 66,5 - 4\,420,29 \cdot 132,01}{61,5 + 66,5}$$

$$= -11\,771,1 \, N$$

$$\rightarrow R_{Bx2} = \frac{-F_{r21} \cdot a + F_{a21} \cdot r_2 + F_{r23} \cdot a + F_{a23} \cdot r_2}{a + b} \quad (56)$$

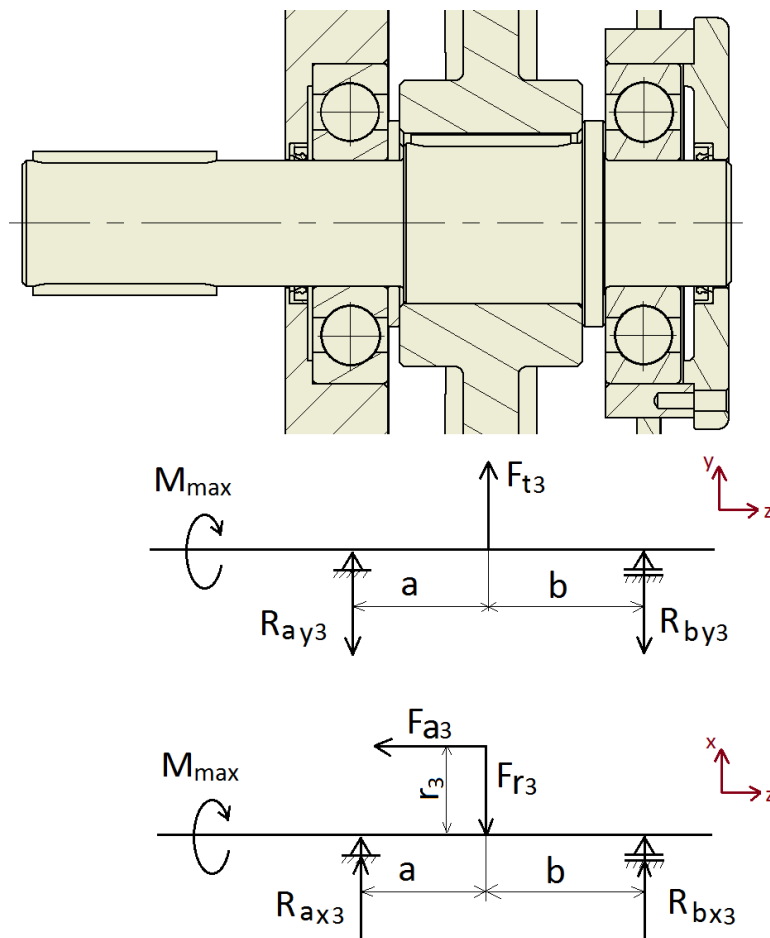
$$= \frac{-5\,557,77 \cdot 61,5 + 4\,464,47 \cdot 132,01 + 5\,502,77 \cdot 61,5 + 4\,420,29 \cdot 132,01}{61,5 + 66,5}$$

$$= 9\,136,68 \, N$$

$$R_{A2} = \sqrt{R_{Ay2}^2 + R_{Ax2}^2} = \sqrt{69,43^2 + 11\,771,1^2} = 11\,771,3 \, N \quad (57)$$

$$R_{B2} = \sqrt{R_{By2}^2 + R_{Bx2}^2} = \sqrt{75,07^2 + 9\,136,68^2} = 9\,136,99 \, N \quad (58)$$

Hřídel č. 3:



Obr. 36 Schéma sil a reakcí na 3. hřídeli

$$\sum M_{Ay3} = F_{t3} \cdot a - R_{By3} \cdot (a + b) = 0 \quad (59)$$

$$\sum M_{By3} = -F_{t3} \cdot b + R_{Ay3} \cdot (a + b) = 0 \quad (60)$$

$$\rightarrow R_{Ay3} = F_{t3} \cdot \frac{b}{a + b} = 14\,025,93 \cdot \frac{66,5}{61,5 + 66,5} = 7\,286,91 \text{ N} \quad (61)$$

$$\rightarrow R_{By3} = F_{t3} \cdot \frac{a}{a + b} = 14\,025,93 \cdot \frac{61,5}{61,5 + 66,5} = 6\,739,02 \text{ N} \quad (62)$$

$$\sum M_{Ax3} = -F_{r3} \cdot a + F_{a3} \cdot r_3 + R_{Bx3} \cdot (a + b) = 0 \quad (63)$$

$$\sum M_{Bx3} = F_{r3} \cdot b + F_{a3} \cdot r_3 - R_{Ax3} \cdot (a + b) = 0 \quad (64)$$

$$\rightarrow R_{Ax3} = \frac{F_{r3} \cdot b + F_{a3} \cdot r_3}{a + b} = \frac{5\,338,28 \cdot 66,5 + 4\,288,16 \cdot 164,695}{61,5 + 66,5} = 8\,290,89 \text{ N} \quad (65)$$

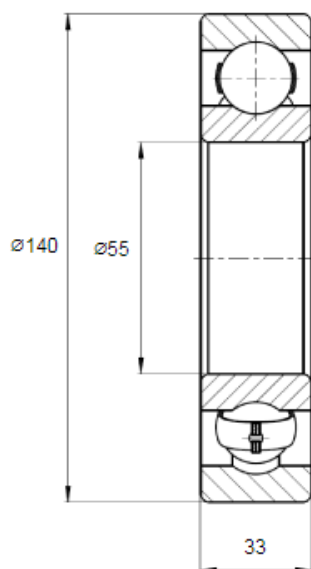
$$\rightarrow R_{Bx3} = \frac{F_{r3} \cdot a - F_{a3} \cdot r_3}{a + b} = \frac{5\,338,28 \cdot 61,5 - 4\,288,16 \cdot 164,695}{61,5 + 66,5} = -2\,952,61 \text{ N} \quad (66)$$

$$R_{A3} = \sqrt{R_{Ay3}^2 + R_{Ax3}^2} = \sqrt{7\,286,91^2 + 8\,290,89^2} = 11\,038,02 \text{ N} \quad (67)$$

$$R_{B3} = \sqrt{R_{By3}^2 + R_{Bx3}^2} = \sqrt{6\,739,02^2 + 2\,952,61^2} = 7\,357,47 \text{ N} \quad (68)$$

5.6 Výpočty trvanlivostí ložisek

Zvolila jsem uložení hřídelí v jednořadých kuličkových ložiskách typu 64. Jelikož v místě uložení ložiska jsou všechny hřídele stejného průměru 55 mm, volím všech 6 ložisek stejných s označením 6411 od společnosti ZKL Group (obr. 37).



ZKL GROUP

Typ Type	6411
-------------	------

Konstrukce Design	Jednořadá kuličková ložiska d = 2 - 170 mm
----------------------	--

Hlavní rozměry Dimensions	d	D	B	rs min
	mm			
	55	140	33	2.1

Výkonové parametry Performance parameters	Cr	Cor	Pu	MFO-pl. maz.	MFO - olej
	kN			min ⁻¹	
	100.000	61.900	2.814	5 300	6 300

Připojovací rozměry Mounting Dimensions	d _a (min)	D _a (max)	r _a (max)
	68	126	2

Hmotnost Mass	- [kg]
	2.29

Obr. 37 Parametry jednořadého kuličkového ložiska 6411 [17]

Výpočty trvanlivosti ložisek jsem provedla dle Strojnických tabulek [1]. Jako radiální sílu působící na ložiska volím vždy větší výslednou reakci v uložení.

Výpočet ložisek na 1. hřídeli:

$$F_r = R_{B1} = 9\,952,28 \text{ N}$$

$$F_a = F_{a1} = 4\,556,29 \text{ N}$$

$$n_1 = 307,33 \text{ min}^{-1}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4\,556,29}{9\,952,28} = 0,46 \quad (69)$$

$$\frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{4\,556,29}{61\,900} = 0,07 \quad (70)$$

$$\rightarrow e = 0,19$$

$$\rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e \quad (71)$$

$$\rightarrow X = 0,56; Y = 2,3$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 9\,952,28 + 2,3 \cdot 4\,556,29 = 16\,052,74 \text{ N} \quad (72)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{100\,000}{16\,052,74}\right)^3 \cdot 10^6 = 241,74 \text{ mil. ot} \quad (73)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{100\,000}{16\,052,74}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 307,33} = 13\,109 \text{ hod} \quad (74)$$

Výpočet ložisek na 2. hřídeli:

$$F_r = R_{A2} = 11\,771,3 \text{ N}$$

$$F_a = F_{a21} - F_{a23} = 4\,464,47 - 4\,420,29 = 44,18 \text{ N}$$

$$n_2 = 273,86 \text{ min}^{-1}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{44,18}{11\,771,3} = 0,004 \quad (75)$$

$$\frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{44,18}{61\,900} = 0,0007 \quad (76)$$

$$\rightarrow e = 0,19$$

$$\rightarrow \frac{F_a}{F_r} < e \quad (77)$$

$$\rightarrow X = 1; Y = 0$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 1 \cdot 11\,771,3 + 0 \cdot 44,18 = 11\,771,3 \text{ N} \quad (78)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{100\,000}{11\,771,3}\right)^3 \cdot 10^6 = 613,09 \text{ mil. ot} \quad (79)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{100\,000}{11\,771,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 273,86} = 37\,311 \text{ hod} \quad (80)$$

Výpočet ložisek na 3. hřídeli:

$$F_r = R_{A3} = 11\,038,02 \text{ N}$$

$$F_a = F_{a3} = 4\,288,16 \text{ N}$$

$$n_3 = 219,52 \text{ min}^{-1}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{4\,288,16}{11\,038,02} = 0,39 \quad (81)$$

$$\frac{F_a}{C_{0r}} = \frac{4\,288,16}{61\,900} = 0,07 \quad (82)$$

$$\rightarrow e = 0,19$$

$$\rightarrow \frac{F_a}{F_r} > e \quad (83)$$

$$\rightarrow X = 0,56; Y = 2,3$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = 0,56 \cdot 11\,038,02 + 2,3 \cdot 4\,288,16 = 16\,044,06 \text{ N} \quad (84)$$

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot 10^6 = \left(\frac{100\,000}{16\,044,06}\right)^3 \cdot 10^6 = 242,13 \text{ mil. ot} \quad (85)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = \left(\frac{100\,000}{16\,044,06}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 219,52} = 18\,383 \text{ hod} \quad (86)$$

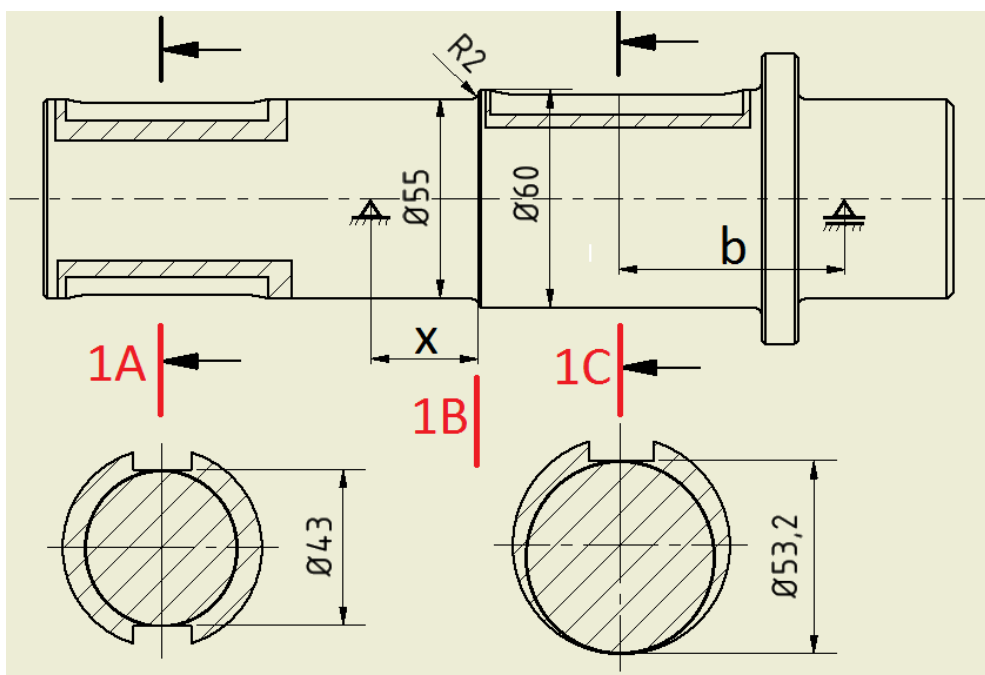
5.7 Statická bezpečnost hřídelí

Následující výpočty určují velikost bezpečnosti hřídelí v určených průřezech znázorněných na obrázcích. Jedná se o místa, kde je hřídel v průřezu zeslabená drážkami pro pero nebo v místech, kde se mění průměry hřídelí. V těchto přechodových místech jsem na všech hřídelích zvolila rádius velký 2 mm. Všechny hřídele jsem navrhla z materiálu 12 020.1.

Pro tento materiál platí hodnoty: $R_{eMIN} = 225 \text{ MPa}$; $R_{mMIN} = 390 \text{ MPa}$ [2]

Dále u výpočtů budu používat součinitele přetížení K , pomocí kterého ve výpočtu respektujeme dynamiku provozního zatížení a vyjadřujeme maximální přípustné namáhání hřídele. Součinitel přetížení je obecně definován poměrem největší ku jmenovité velikosti krouticího momentu. [2] Volím $K = 1,3$.

Výpočet bezpečnosti v nebezpečných průřezech hřídele č. 1:



Obr. 38 Nebezpečné průřezy 1. hřídele

1A: V tomto průřezu působí pouze krouticí moment M_P od planetové převodovky (přes zubovou spojku pomocí těsného pera).

$$M_P = 1\,149,66 \text{ Nm}; d_{1A} = 43 \text{ mm}$$

$$\tau_{1A} = \frac{M_P}{W_K} = \frac{M_P \cdot 16}{\pi \cdot d_{1A}^3} = \frac{1\,149\,660 \cdot 16}{\pi \cdot 43^3} = 73,64 \text{ MPa} \quad (87)$$

$$k_{1A} = \frac{R_e}{K \cdot \tau_{1A}} = \frac{225}{1,3 \cdot 73,64} = 2,35 \quad (88)$$

1B: Tento průřez je kombinovaně namáhán ohybem a krutem.

$d_{1B} = 55 \text{ mm}$; $D_{1B} = 60 \text{ mm}$; $R = 2 \text{ mm}$; $x = 23,5 \text{ mm}$; $M_I = 1\,138,19 \text{ Nm}$

$$\frac{D_{1B}}{d_{1B}} = \frac{60}{55} = 1,1 \quad (89)$$

$$\frac{R}{d_{1B}} = \frac{2}{55} = 0,04 \quad (90)$$

→ $\alpha_{\sigma o} = 2 \dots$ dle grafu (příloha č. 3.1)

→ $\alpha_{\tau} = 1,3 \dots$ dle grafu (příloha č. 3.2)

$$\tau_{1B} = \frac{M_1}{W_K} = \frac{M_1 \cdot 16}{\pi \cdot d_{1B}^3} = \frac{1\,138\,190 \cdot 16}{\pi \cdot 55^3} = 34,84 \text{ MPa} \quad (91)$$

$$M_{ox1B} = R_{Ax1} \cdot x = 1\,239,99 \cdot 23,5 = 29\,139,77 \text{ Nmm} \quad (92)$$

$$M_{oy1B} = R_{Ay1} \cdot x = 7\,742,55 \cdot 23,5 = 181\,949,93 \text{ Nmm} \quad (93)$$

$$M_{o1B} = \sqrt{M_{ox1B}^2 + M_{oy1B}^2} = \sqrt{29\,139,77^2 + 181\,949,93^2} = 184\,268,56 \text{ Nmm} \quad (94)$$

$$\sigma_{o1B} = \frac{M_{o1B}}{W_o} = \frac{M_{o1B} \cdot 32}{\pi \cdot d_{1B}^3} = \frac{184\,268,56 \cdot 32}{\pi \cdot 55^3} = 11,28 \text{ MPa} \quad (95)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red1B} &= \sqrt{(\sigma_{o1B} \cdot \alpha_{\sigma o})^2 + 3 \cdot (\tau_{1B} \cdot \alpha_{\tau})^2} = \sqrt{(11,28 \cdot 2)^2 + 3 \cdot (34,84 \cdot 1,3)^2} \\ &= 66,54 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (96)$$

$$k_{1B} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{red1B}} = \frac{225}{1,3 \cdot 66,54} = 2,6 \quad (97)$$

1C: Tento průřez je kombinovaně namáhán ohybem a krutem. Je zde upevněno ozubené kolo č. 1.

$d_{1C} = 53,2 \text{ mm}$; $b = 66,5 \text{ mm}$; $M_I = 1\,138,19 \text{ Nm}$

$$\tau_{1C} = \frac{M_1}{W_K} = \frac{M_1 \cdot 16}{\pi \cdot d_{1C}^3} = \frac{1\,138\,190 \cdot 16}{\pi \cdot 53,2^3} = 38,5 \text{ MPa} \quad (98)$$

$$M_{ox1C} = R_{Bx1} \cdot b = 6\,912,06 \cdot 66,5 = 459\,651,99 \text{ Nmm} \quad (99)$$

$$M_{oy1C} = R_{By1} \cdot b = 7\,160,4 \cdot 66,5 = 476\,166,6 \text{ Nmm} \quad (100)$$

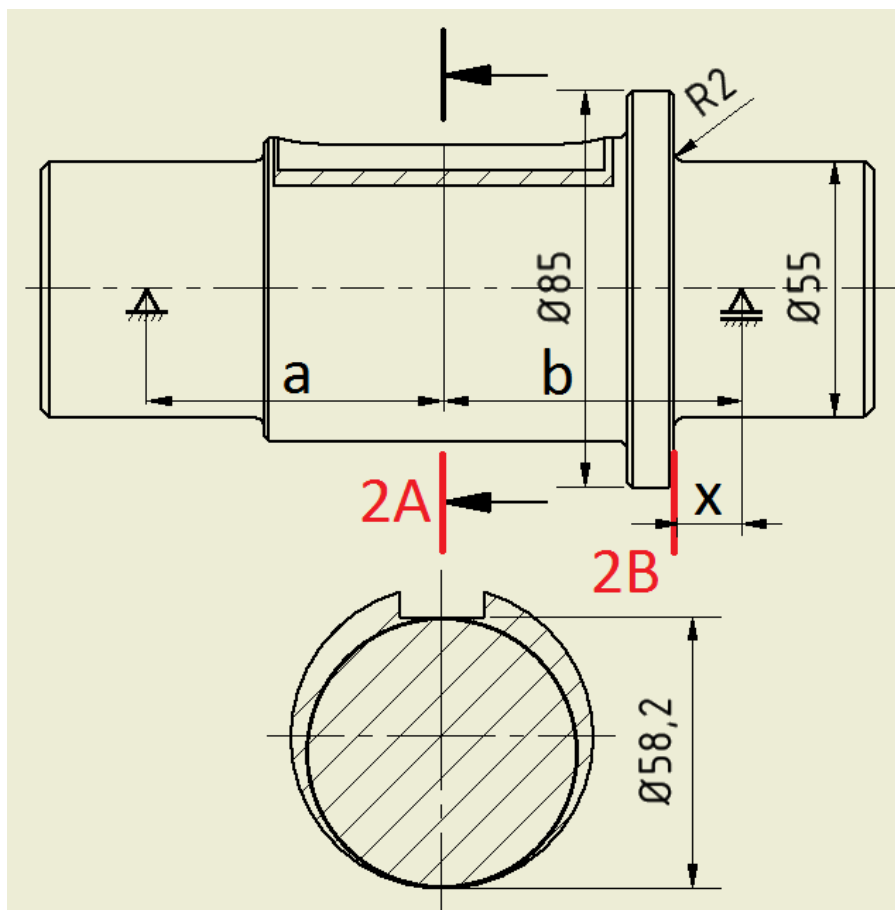
$$M_{o1C} = \sqrt{M_{ox1C}^2 + M_{oy1C}^2} = \sqrt{459\,651,99^2 + 476\,166,6^2} = 661\,826,7 \text{ Nmm} \quad (101)$$

$$\sigma_{o1C} = \frac{M_{o1C}}{W_o} = \frac{M_{o1C} \cdot 32}{\pi \cdot d_{1C}^3} = \frac{661\,826,7 \cdot 32}{\pi \cdot 53,2^3} = 44,77 \text{ MPa} \quad (102)$$

$$\sigma_{red1C} = \sqrt{\sigma_{o1C}^2 + 3 \cdot \tau_{1C}^2} = \sqrt{44,77^2 + 3 \cdot 38,5^2} = 80,32 \text{ MPa} \quad (103)$$

$$k_{1C} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{red1C}} = \frac{225}{1,3 \cdot 80,32} = 2,15 \quad (104)$$

Výpočet bezpečnosti v nebezpečných průřezích hřídele č. 2:



Obr 39 Nebezpečné průřezy 2. hřídele

2A: V tomto místě je hřídel namáhána pouze ohybem. Teoreticky na hřídeli nedochází k žádnému krouticímu momentu.

$$d_{2A} = 58,2 \text{ mm}$$

$$M_{ox2A} = R_{Ax2} \cdot a = 11\,771,1 \cdot 61,5 = 723\,922,65 \text{ Nmm} \quad (105)$$

$$M_{oy2A} = R_{Ay2} \cdot a = 69,43 \cdot 61,5 = 4\,269,95 \text{ Nmm} \quad (106)$$

$$M_{o2A} = \sqrt{M_{ox2A}^2 + M_{oy2A}^2} = \sqrt{723\,922,65^2 + 4\,269,95^2} = 723\,935,24 \text{ Nmm} \quad (107)$$

$$\sigma_{o2A} = \frac{M_{o2A}}{W_o} = \frac{M_{o2A} \cdot 32}{\pi \cdot d_{2A}^3} = \frac{723\,935,24 \cdot 32}{\pi \cdot 58,2^3} = 37,41 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$k_{2A} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{o2A}} = \frac{225}{1,3 \cdot 37,41} = 4,63 \quad (109)$$

2B: V tomto místě je hřídel namáhána pouze ohybem.

$$d_{2B} = 55 \text{ mm}; D_{2B} = 85 \text{ mm}; R = 2 \text{ mm}; x = 16,5 \text{ mm}$$

$$\frac{D_{2B}}{d_{2B}} = \frac{85}{55} = 1,55 \quad (110)$$

$$\frac{R}{d_{2B}} = \frac{2}{55} = 0,04 \quad (111)$$

→ $\alpha_{\sigma o} = 2,2 \dots$ dle grafu (příloha č. 3.1)

$$M_{ox2B} = R_{Bx2} \cdot b = 9136,68 \cdot 66,5 = 607\,589,22 \text{ Nmm} \quad (112)$$

$$M_{oy2B} = R_{By2} \cdot b = 75,07 \cdot 66,5 = 4\,992,16 \text{ Nmm} \quad (113)$$

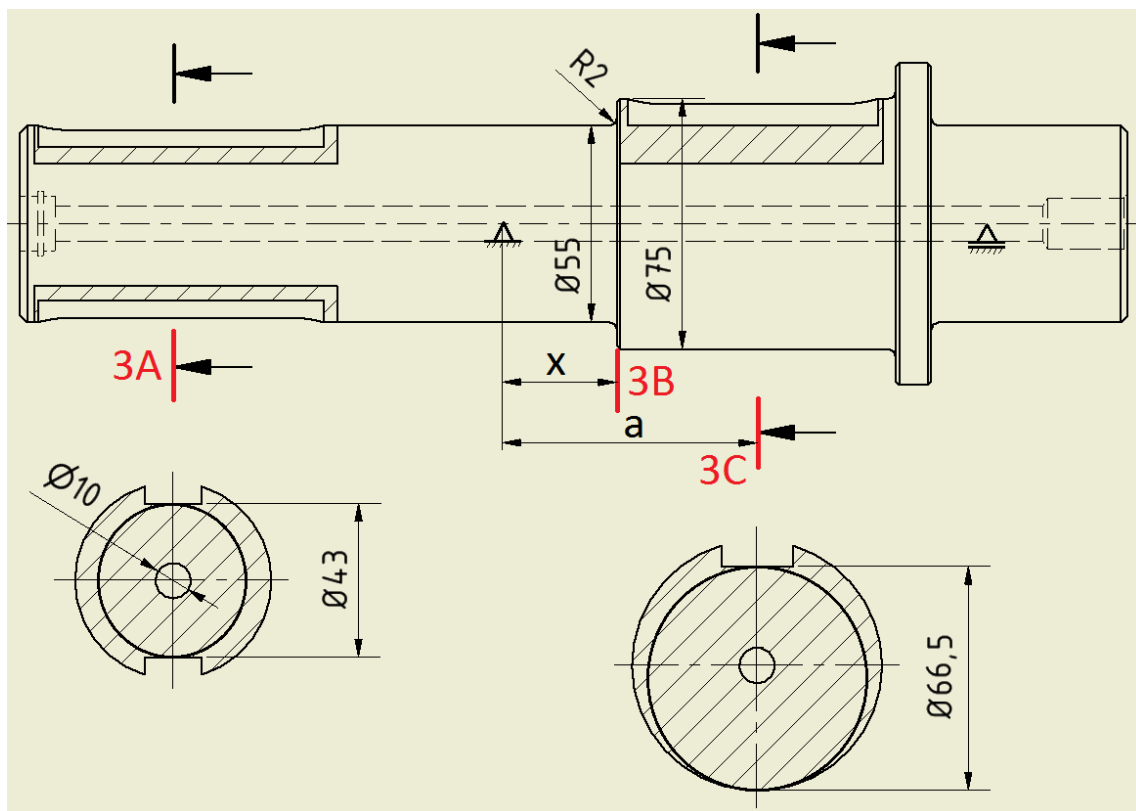
$$M_{o2B} = \sqrt{M_{ox2B}^2 + M_{oy2B}^2} = \sqrt{607\,589,22^2 + 4\,992,16^2} = 607\,609,73 \text{ Nmm} \quad (114)$$

$$\sigma_{o2B} = \frac{M_{o2B}}{W_o} = \frac{M_{o2B} \cdot 32}{\pi \cdot d_{2B}^3} = \frac{607\,609,73 \cdot 32}{\pi \cdot 55^3} = 37,2 \text{ MPa} \quad (115)$$

$$k_{2B} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{o2B} \cdot \alpha_{\sigma o}} = \frac{225}{1,3 \cdot 37,41 \cdot 2,2} = 2,1 \quad (116)$$

Výpočet bezpečnosti v nebezpečných průřezích hřídele č. 3:

Skrz celou hřídel je vyvrtán otvor o průměru 10 mm, která slouží k přívodu chladicí kapaliny až k vřetenu.



Obr. 40 Nebezpečné průřezy 3. hřídele

3A: V tomto průřezu působí pouze krouticí moment M_3 , který je přenášen ze třetí hřídele na pružnou spojku pomocí dvou těsných per, která spojuje tuto hřídel s hřídelí výstupní.

$$d_{3A} = 43 \text{ mm}; d_v = 10 \text{ mm}; M_3 = 1\,500 \text{ Nm}$$

$$\tau_{3A} = \frac{M_3}{W_K} = \frac{M_3 \cdot 16 \cdot d_{3A}}{\pi \cdot (d_{3A}^4 - d_v^4)} = \frac{1\,500\,000 \cdot 16 \cdot 43}{\pi \cdot (43^4 - 10^4)} = 96,37 \text{ MPa} \quad (117)$$

$$k_{3A} = \frac{R_e}{K \cdot \tau_{3A}} = \frac{225}{1,3 \cdot 96,37} = 1,8 \quad (118)$$

3B: Tento průřez je v místě hřídele namáhané ohybem i krutem.

$$d_{3B} = 55 \text{ mm}; D_{3B} = 75 \text{ mm}; d_v = 10 \text{ mm}; x = 23,5; M_3 = 1\,500 \text{ Nm}; R = 2 \text{ mm}$$

$$\frac{D_{3B}}{d_{3B}} = \frac{75}{55} = 1,36 \quad (119)$$

$$\frac{R}{d_{3B}} = \frac{2}{55} = 0,04 \quad (120)$$

→ $\alpha_{\sigma o} = 2,1$... dle grafu (příloha č. 3.1)

→ $\alpha_{\tau} = 1,75$... dle grafu (příloha č. 3.2)

$$\tau_{3B} = \frac{M_3}{W_K} = \frac{M_3 \cdot 16 \cdot d_{3B}}{\pi \cdot (d_{3B}^4 - d_v^4)} = \frac{1\,500\,000 \cdot 16 \cdot 55}{\pi \cdot (55^4 - 10^4)} = 45,97 \text{ MPa} \quad (121)$$

$$M_{ox3B} = R_{Ax3} \cdot x = 8\,290,89 \cdot 23,5 = 194\,835,92 \text{ Nmm} \quad (122)$$

$$M_{oy3B} = R_{Ay3} \cdot x = 7\,286,91 \cdot 23,5 = 171\,242,39 \text{ Nmm} \quad (123)$$

$$M_{o3B} = \sqrt{M_{ox3B}^2 + M_{oy3B}^2} = \sqrt{194\,835,92^2 + 171\,242,39^2} = 259\,393,51 \text{ Nmm} \quad (124)$$

$$\sigma_{o3B} = \frac{M_{o3B}}{W_o} = \frac{M_{o3B} \cdot 32 \cdot d_{3B}}{\pi \cdot (d_{3B}^4 - d_v^4)} = \frac{259\,393,51 \cdot 32 \cdot 55}{\pi \cdot (55^4 - 10^4)} = 15,9 \text{ MPa} \quad (125)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{red3B} &= \sqrt{(\sigma_{o3B} \cdot \alpha_{\sigma o})^2 + 3 \cdot (\tau_{3B} \cdot \alpha_{\tau})^2} = \sqrt{(15,9 \cdot 2,1)^2 + 3 \cdot (45,97 \cdot 1,75)^2} \\ &= 140,5 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (126)$$

$$k_{3B} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{red3B}} = \frac{225}{1,3 \cdot 140,5} = 1,23 \quad (127)$$

3C: Tento průřez je namáhán ohybem a krutem. Je zeslaben drážkou na pero.

$d_{3C} = 66,5 \text{ mm}$; $d_v = 10 \text{ mm}$; $a = 61,5 \text{ mm}$; $M_3 = 1\,500 \text{ Nm}$

$$\tau_{3C} = \frac{M_3}{W_K} = \frac{M_3 \cdot 16 \cdot d_{3C}}{\pi \cdot (d_{3C}^4 - d_v^4)} = \frac{1\,500\,000 \cdot 16 \cdot 66,5}{\pi \cdot (66,5^4 - 10^4)} = 25,99 \text{ MPa} \quad (128)$$

$$M_{ox3C} = R_{Ax3} \cdot a = 8\,290,89 \cdot 61,5 = 509\,889,74 \text{ Nmm} \quad (129)$$

$$M_{oy3C} = R_{Ay3} \cdot a = 7\,286,91 \cdot 61,5 = 448\,144,97 \text{ Nmm} \quad (130)$$

$$M_{o3C} = \sqrt{M_{ox3C}^2 + M_{oy3C}^2} = \sqrt{509\,889,74^2 + 448\,144,97^2} = 678\,838,32 \text{ Nmm} \quad (131)$$

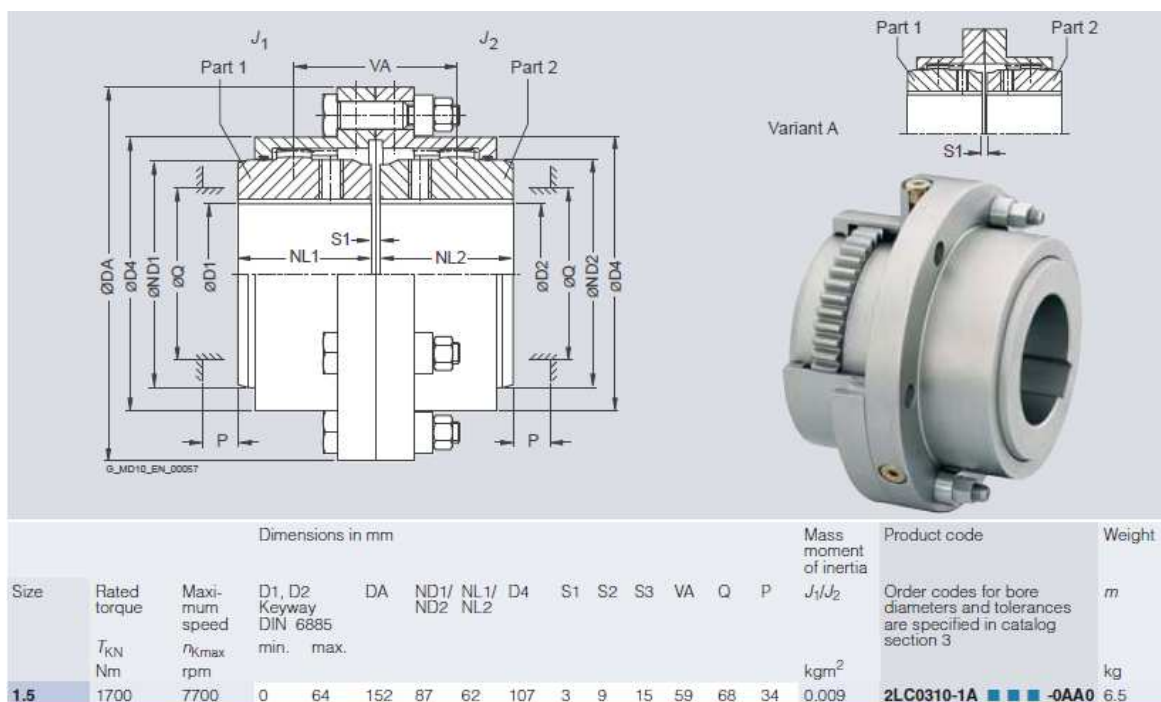
$$\sigma_{o3C} = \frac{M_{o3C}}{W_o} = \frac{M_{o3C} \cdot 32 \cdot d_{3C}}{\pi \cdot (d_{3C}^4 - d_v^4)} = \frac{678\,838,32 \cdot 32 \cdot 66,5}{\pi \cdot (66,5^4 - 10^4)} = 23,52 \text{ MPa} \quad (132)$$

$$\sigma_{red3C} = \sqrt{\sigma_{o3C}^2 + 3 \cdot \tau_{3C}^2} = \sqrt{23,52^2 + 3 \cdot 25,99^2} = 50,79 \text{ MPa} \quad (133)$$

$$k_{3C} = \frac{R_e}{K \cdot \sigma_{red3C}} = \frac{225}{1,3 \cdot 50,79} = 3,41 \quad (134)$$

5.8 Zubová spojka

Pro spojení výstupní hřídele z planetové převodovky a 1. hřídele, která nese ozubené kolo, jsem použila zubovou spojku ZAPEX typu ZIN (obr. 41) od společnosti Siemens.

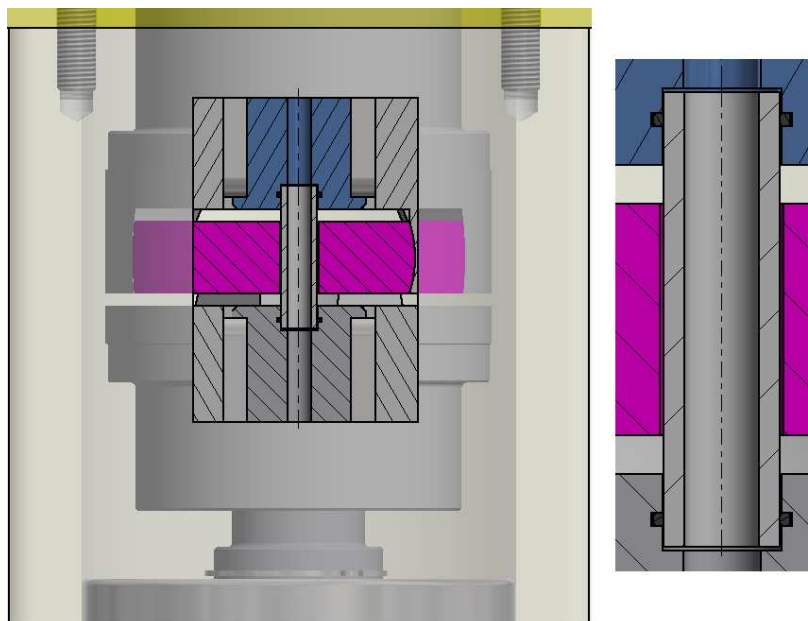


Obr. 41 Zubová spojka Zapex [18]

Tato zubová spojka bude provedena se dvěma drážkami pro těsná pera z obou stran. Spojení obou hřídelí se spojkou bude pomocí per DIN 6885-1A, protože planetová převodovka je dodávána s výstupní hřídelí opatřenou drážkami pro pera této normy.

5.9 Pružná spojka

Spojení 3. hřídele s výstupní hřídelí, která pohání vřeteno, je provedeno pružnou spojkou Rotex a to úplně stejnou (i s drážkami pro pero), jako v provedení přímého náhonu (viz. kapitola 4.3). Jediný rozdíl je v úpravě středového pavouka otvorem pro umožnění vedení chladicí kapaliny, jak je znázorněno na obr. 42. Obě hřídele jsou vrtané o průměru 10 mm a na konci mají otvor rozšířený pro možnost vložení trubičky, která slouží k přívodu kapaliny ze třetí hřídele do výstupní a je opatřená těsníci kroužky.



Obr. 42 Náhled do spojky – konstrukce pro přívod chladicí kapaliny do výstupní hřídele

5.10 Kontrola těsných per

Kontrola je provedena pro dvojici per, která přenáší krouticí moment ze zubové spojky na první hřídel. Dále jsou kontrolována pera na 1. a 3. hřídeli (na 2. hřídeli teoreticky k žádnému krouticímu momentu nedochází). Dvojice per, přenášející krouticí moment ze třetí hřídele na pružnou spojku není potřeba kontrolovat, jelikož je to stejný případ spojení, jako na provedení přímého náhonu v kapitole 4.4 (str. 24). Ozubené kola jsou z materiálu 14 220 a pera jsou z materiálu 11 600.

dovolený tlak pro jedno pero $p_{D1} = 150 \text{ MPa}$ [3]

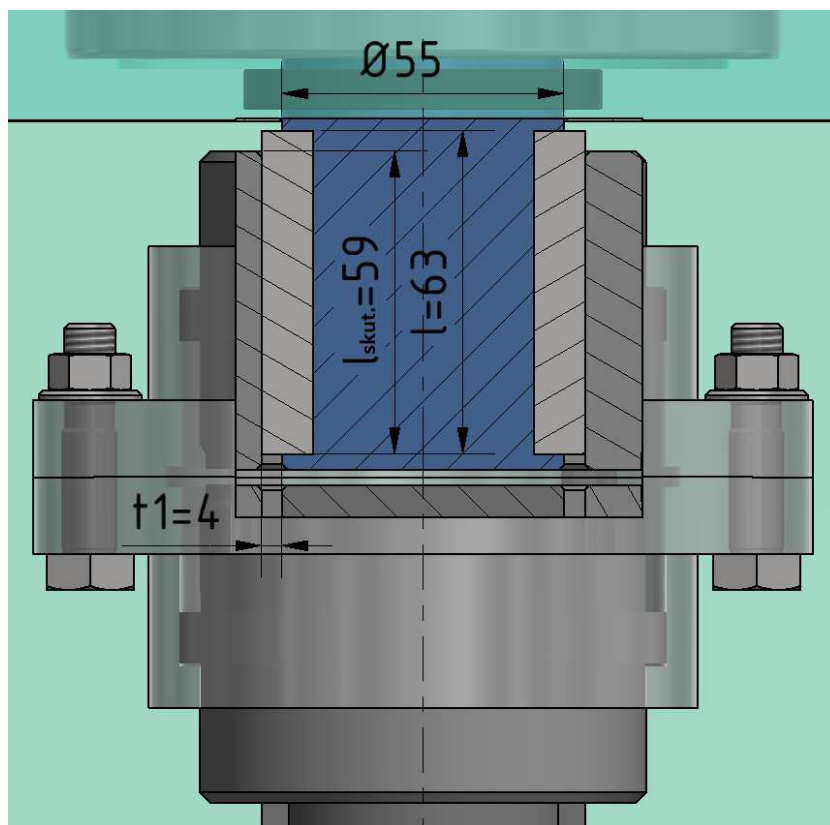
dovolený tlak pro dvě pera $p_{D2} = 225 \text{ MPa}$

dovolené napětí ve smyku pro jedno pero $\tau_{D1} = 30 \text{ MPa}$ [3]

dovolené napětí ve smyku pro dvě pera $\tau_{D2} = 45 \text{ MPa}$

Spojení 1. hřídele a zubové spojky:

Parametry: průměr hřídele $\varnothing d = 55 \text{ mm}$
 délka pera $l = 63 \text{ mm}$ ($l_{skut.} = 59 \text{ mm}$)
 délka boku pera $l' = 47 \text{ mm}$
 výška spoje $t_1 = 4 \text{ mm}$
 šířka pera $b = 16 \text{ mm}$



Obr. 43 Parametry spoje těsnými pery

Výpočet kontroly těsného pera na otláčení:

$$F_Z = \frac{M_P}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1\,149\,660}{\frac{55}{2} + \frac{4}{2}} = 38\,971,53 \text{ N} \quad (135)$$

$$p = \frac{F_Z}{l' \cdot t_1} = \frac{38\,971,53}{47 \cdot 4} = 207,3 \text{ MPa} \quad (136)$$

$$p < p_{D2} \quad \text{Podmínka splněna, pero vyhovuje.} \quad (137)$$

Výpočet kontroly těsného pera na stříh:

$$F_S = \frac{M_P}{\frac{d}{2}} = \frac{1\,149\,660}{\frac{55}{2}} = 41\,805,82 \text{ N} \quad (138)$$

$$\tau_S = \frac{F_S}{l_{skut.} \cdot b} = \frac{41\,805,82}{59 \cdot 16} = 44,29 \text{ MPa} \quad (139)$$

$$\tau_S < \tau_{D2} \quad \text{Podmínka splněna, pero vyhovuje.} \quad (140)$$

Spojení 1. hřídele a ozubeného kola:

Parametry: průměr hřídele $\varnothing d = 60 \text{ mm}$
délka pera $l = 70 \text{ mm}$
délka boku pera $l' = 52 \text{ mm}$
výška spoje $t_1 = 4,2 \text{ mm}$
šířka pera $b = 18 \text{ mm}$

Výpočet kontroly těsného pera na otlačení:

$$F_Z = \frac{M_1}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1\,138\,189}{\frac{60}{2} + \frac{4,2}{2}} = 35\,457,63 \text{ N} \quad (141)$$

$$p = \frac{F_Z}{l' \cdot t_1} = \frac{35\,457,63}{52 \cdot 4,2} = 139,46 \text{ MPa} \quad (142)$$

$$p < p_{D1} \quad \text{Podmínka splněna, pero vyhovuje.} \quad (143)$$

Výpočet kontroly těsného pera na stříh:

$$F_S = \frac{M_1}{\frac{d}{2}} = \frac{1\,138\,189}{\frac{60}{2}} = 37\,639,63 \text{ N} \quad (144)$$

$$\tau_S = \frac{F_S}{l \cdot b} = \frac{37\,639,67}{70 \cdot 18} = 29,87 \text{ MPa} \quad (145)$$

$$\tau_S < \tau_{D1} \quad \text{Podmínka splněna, pero vyhovuje.} \quad (146)$$

Spojení 3. hřídele a ozubeného kola:

Parametry: průměr hřídele $\varnothing d = 75 \text{ mm}$
délka pera $l = 70 \text{ mm}$
délka boku pera $l' = 50 \text{ mm}$
výška spoje $t_1 = 5,3 \text{ mm}$
šířka pera $b = 22 \text{ mm}$

Výpočet kontroly těsného pera na otláčení:

$$F_Z = \frac{M_3}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{1\,500\,000}{\frac{75}{2} + \frac{5,3}{2}} = 37\,359,9\,N \quad (147)$$

$$p = \frac{F_Z}{l' \cdot t_1} = \frac{37\,359,9}{50 \cdot 5,3} = 140,98\,MPa \quad (148)$$

$$p < p_{D1} \quad \text{Podmínka splněna, pero vyhovuje.} \quad (149)$$

Výpočet kontroly těsného pera na stříh:

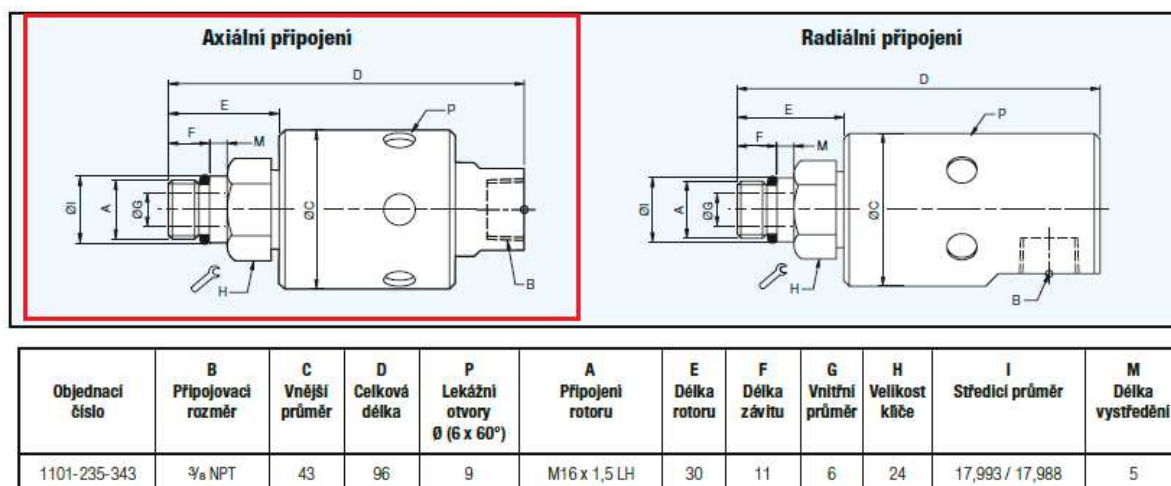
$$F_S = \frac{M_3}{\frac{d}{2}} = \frac{1\,500\,000}{\frac{75}{2}} = 40\,000\,N \quad (150)$$

$$\tau_S = \frac{F_S}{l' \cdot b} = \frac{40\,000}{70 \cdot 22} = 25,97\,MPa \quad (151)$$

$$\tau_S < \tau_{D1} \quad \text{Podmínka splněna, pero vyhovuje.} \quad (152)$$

5.11 Rotační přívod

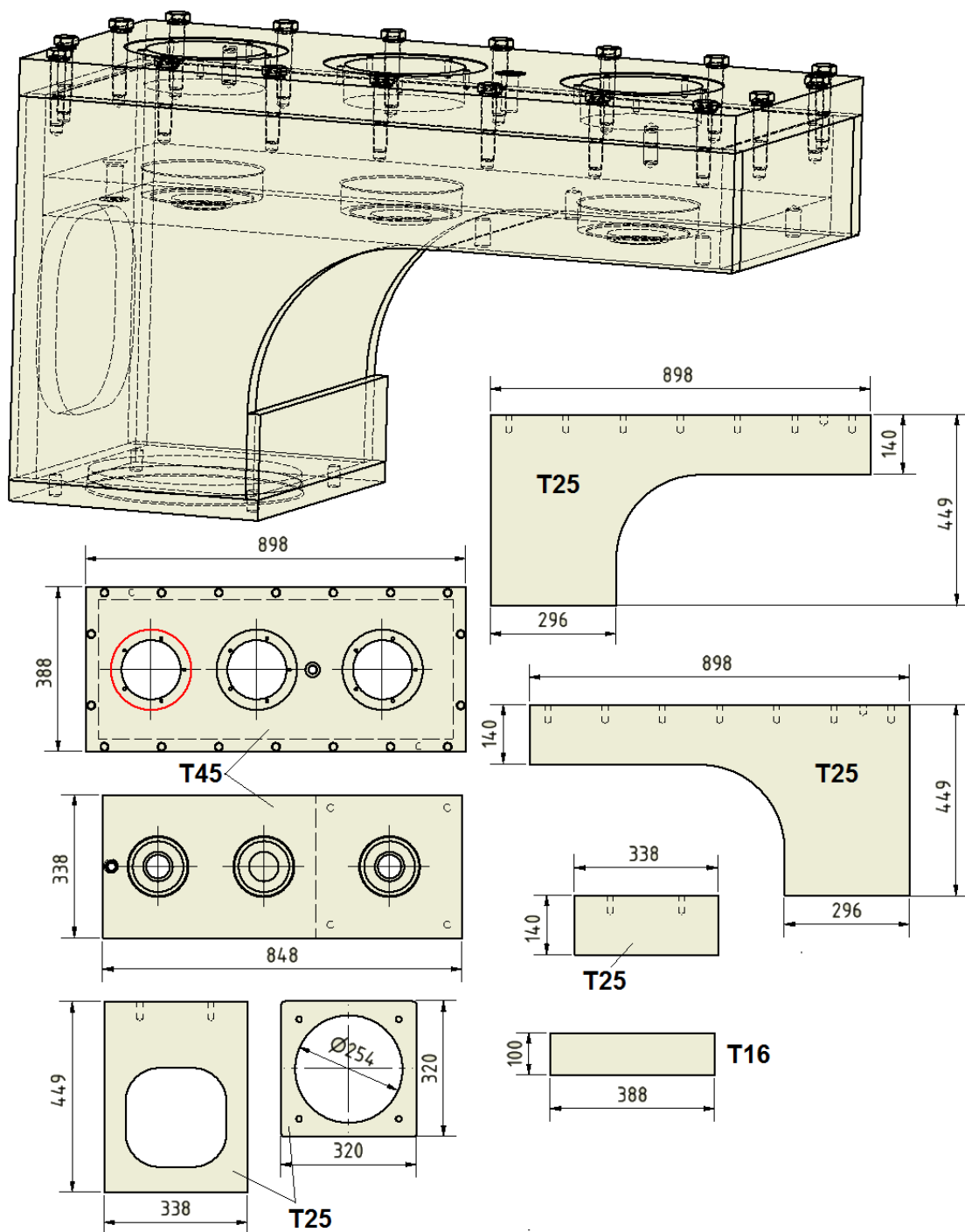
Pro přívod chladicí kapaliny do třetí hřídele jsem zvolila rotační přívod Deublin typ 1101-235-343 pro axiální přívod (obr. 44).



Obr. 44 Rotační přívod Deublin [23]

5.12 Převodová skříň

Převodová skříň (obr. 45) se skládá z pěti svařených plechů a jednoho přišroubovaného (víko) z materiálu 11 373. Nejen že skříň slouží k uložení převodu, ale zároveň je uchycena k planetové převodovce a nese její hmotnost i se servomotorem a zubovou spojkou. Na spodním plechu (přírubě), který je uchycen k planetové převodovce, je udělán otvor, který slouží k vystředění převodovky. Tloušťky jednotlivých plechů jsou stanoveny tak, aby hodnota posunutí z MKP analýzy byla co nejmenší. Funkční plochy skříňe jsou obroušeny.



Obr. 45 Schéma rozložení skříňe

5.13 MKP analýza skříně

Jak už bylo zmíněno v předešlé kapitole, ve skříni je uložen převod a zároveň skříň nese také hmotnost servomotoru, planetové převodovky a zubové spojky. Hmotnost těchto komponentů jsem zohlednila při zadání sil, dále jsem zadala jednotlivé reakce do míst, kde jsou uložena kuličková ložiska, a vazby jsem stanovila v otvorech pro šrouby, které slouží k našroubování smykadla s přírubou. Hlavní výsledky MKP analýzy jsou zobrazeny na obrázku níže.

Síla zatěžující skříň:

Servomotor: 230 kg [14]

Převodovka: 95 kg [15]

Spojka: 6,5 kg [18]

Celkem: $m = 331,5$ kg

$$G = m \cdot g = 331,5 \cdot 9,81 = 3\,252,02\,N \quad (153)$$

kde gravitační zrychlení $g = 9,81\,ms^{-2}$

Název	Minimální	Maximální
Objem	41955700 mm ³	
Hmotnost	329,317 kg	
Napětí Von Mises	0,0024117 MPa	30,5332 MPa
První hlavní napětí	-4,06313 MPa	20,0553 MPa
Třetí hlavní napětí	-29,7092 MPa	4,70206 MPa
Posunutí	0 mm	0,0445303 mm
Součinitel bezpečnosti	6,7795 ul	15 ul
Stykový tlak	0 MPa	21,3664 MPa
Stykový tlak X	-12,1245 MPa	9,09752 MPa
Stykový tlak Y	-4,19759 MPa	4,83834 MPa
Stykový tlak Z	-18,7072 MPa	17,9674 MPa

Obr. 46 Výsledky MKP analýzy [22]

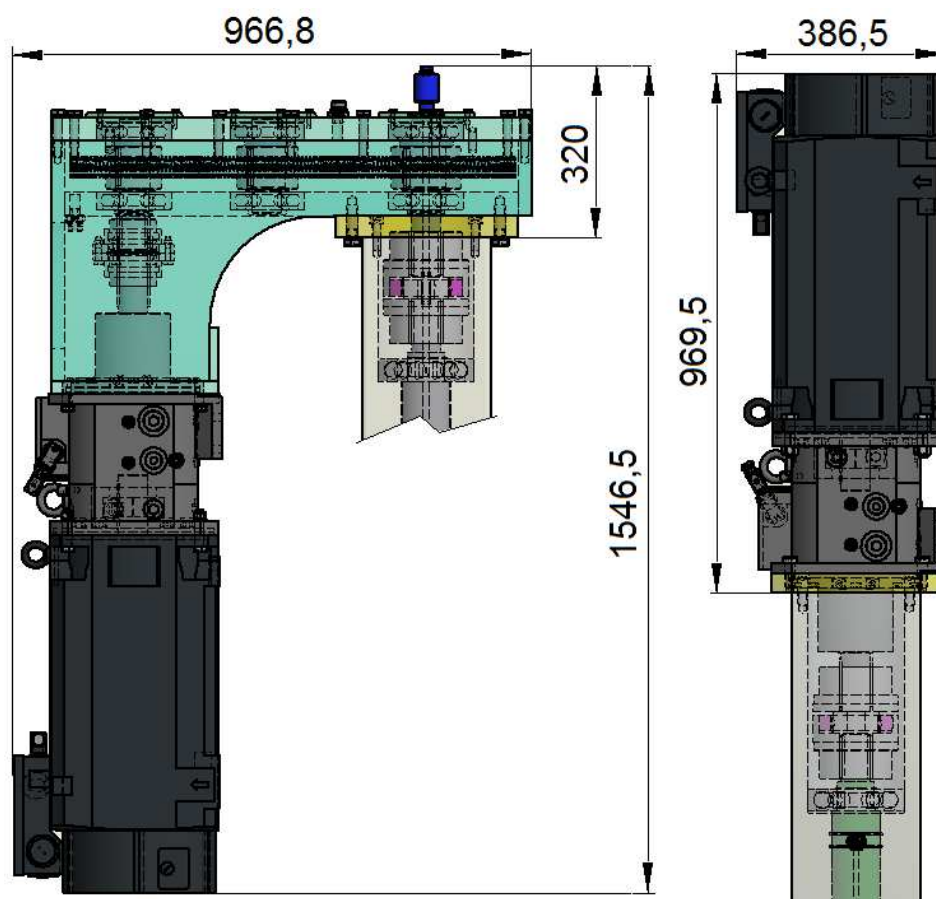
Dle výsledků MKP analýzy je zřejmé, že hlavní napětí skříně je 30,53 MPa což je v pořádku a posunutí je 0,045 mm, což je přijatelné. Kdyby bylo potřeba dosáhnout lepšího výsledku posunutí, bylo by potřeba ještě zvětšit tloušťku hlavních nosných plechů (víko a spodní díl), které už teď mají tloušťku 45 mm a to už je dost. Všechny ostatní výsledky včetně obrázků a zadaných hodnot jsou uvedeny v příloze č. 4.

6 Zhodnocení a porovnání obou variant náhonu

Na první pohled je zřejmé, že varianta s přímým náhonem má mnohem menší zástavbové rozměry a je konstrukčně jednodušeji proveditelná. Není zapotřebí žádného převodu, skříně, ložisek atd., takže finančně je mnohem méně nákladné a má mnohem menší hmotnost. Také těžiště je přibližně v ose výstupní hřídele, na rozdíl od náhonu s převodem, což je příznivější pro uložení smykadla v ložích. Otázkou je, zda je dostatek místa na výšku pro uložení přímého náhonu.

Další nevýhodou náhonu s převodem je, že v převodu dochází ke ztrátám a abychom dosáhli požadovaného výstupního momentu 1500 Nm je potřeba zvolit planetovou převodovku s převodem 5,5:1.

Pokud by to rozměry stroje dovolily, zvolila bych přímý náhon. Zástavbové rozměry jednotlivých variant náhonů jsou zobrazeny na obrázku níže.



Obr. 47 Porovnání rozměrů

7 Závěr

V této diplomové práci jsem se zabývala dvěma variantami konstrukčního řešení náhonu rotačních nástrojů svislého obráběcího centra. Nejdříve jsem se zajímala, jakým způsobem umisťují náhon rotačních nástrojů jiné společnosti vyrábějící svislá obráběcí centra, a následně jsem zpracovala rešerši.

Jako první jsem začala jednodušší variantou a to přímým náhonem, který spočívá jen v propojení servomotoru s planetovou převodovkou a skrze pružnou spojku se pohon spojí s výstupní hřídelí pohánějící vřeteno.

Následně jsem se začala zabývat náhonem pomocí převodu, kde (abych dosáhla požadované osové vzdálenosti) jsem zvolila ozubený převod pomocí tří ozubených kol. Po navržení ozubení jsem spočítala všechny síly vznikající v ozubení, abych mohla stanovit trvanlivost zvolených ložisek, a dále jsem provedla statickou kontrolu navržených hřídelí. Připojila jsem i kontrolu těsných per a udělala MKP analýzu převodové skříně, která zároveň nese tíhu planetové převodovky, servomotoru a zubové spojky. Následně jsem provedla zhodnocení obou variant, ze které vyplývá, že varianta s přímým náhonem je téměř ve všech směrech výhodnější. Jedinou nevýhodou přímého náhonu je celková výška konstrukce, na kterou u většiny obráběcích center není místo.

8 Seznam použité literatury

- [1] LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky. Třetí doplněné vydání*. Albra Úvaly, 2006, ISBN 80-7361-033-7
- [2] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB-TUO, 2012, ISBN 978-80-248-1860-3
- [3] KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TUO, 2012
- [4] MAREK, J. a kol.: *Konstrukce CNC obráběcích strojů III*. MM publishing, s.r.o., 2014, ISBN 978-80-260-6780-1
- [5] KŘÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka. 6. svazek. Části strojů a převody (2. část)*. SCIENTIA, spol. s.r.o., Praha 1995, ISBN 80-85827-88-3
- [6] KŘÍŽ, R., MARTINISKO, C., WEIGNER, K.: *Konstrukční cvičení II*. SNTL, Praha 1986
- [7] TOS Varnsdorf a.s. [online]. c2018, [cit. 2018-04-09], Dostupné z <<https://www.tosvarnsdorf.cz/cz/>>
- [8] TOSHULIN a.s. [online]. c2018, [cit. 2018/04/09], Dostupné z < <http://www.toshulin.cz/> >
- [9] TDZ Turn s.r.o. [online]. c2018, [cit. 2018-04-09], Dostupné z < <https://tdz-turn.com/cs> >
- [10] OMOS s.r.o. [online]. c2018, [cit. 2018-04-09], Dostupné z <<http://www.omos.cz/>>
- [11] PIETRO CARNAGHI Machine Tools. [online]. c2014, [cit. 2018-04-09], Dostupné z <<http://www.pietrocarnaghi.it/en/index.html>>
- [12] MARIO CARNAGHI Milling and Turning Centers. [online]. c2018, [cit. 2018-04-09], Dostupné z <<http://www.mariocarnaghi.it/>>
- [13] BOST Machine Tools Company . [online]. c2018, [cit. 2018-04-26], Dostupné z <<http://www.bost.es/en/>>
- [14] SIEMENS s.r.o. - pohony. [online]. c2018, [cit. 2018-04-25], Dostupné z <http://www1.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=e827132a1d&ctxp=doc_katalogy>
- [15] STOBER. [online]. c2018, [cit. 2018-04-25], Dostupné z <https://www.stoerber.de/en/stoerber_global/produkte/getriebe/produkt_detail_seite_getrieb_e_2568.html>

- [16] *Spojky KTR – Spojky Rotex* [online]. c2018, [cit. 2018-04-25], Dostupné z < <http://www.spojky-ktr.cz/rotex-standard>>
- [17] *ZKL GROUP - ložiska*. [online]. c2018, [cit. 2018-04-25], Dostupné z < <http://www.zkl.cz/cs/cat/2013/srbb/6411>>
- [18] *Hřídelové spojky – Siemens/Flender*. [online]. c2015, [cit. 2018-04-25], Dostupné z < <https://www.elektromotory.cz/produkty/hridelove-spojky/siemens-flender>>
- [19] NĚMČEK, M.: *Program Modul – Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686*, 2008
- [20] NĚMČEK, M.: *Program CSNw – ČSN 01 4686*, verze 1.2, 10/2008
- [21] NĚMČEK, M.: *Program Geometrie – Kontrola geometrie ozubených kol*, verze 3, 2008
- [22] *Software AutoCad Inventor Professional 2016* – Studentská verze
- [23] *DEUBLIN COMPANY– Rotating unions*. [online]. c2015, [cit. 2018-05-10], Dostupné z < <http://www.deublin.com/products/rotating-unions/>>

9 Seznam příloh

- Příloha č. 1 Geometrie ozubení
- Příloha č. 2 Průběhy namáhání hřídelí
- Příloha č. 3 Grafy tvarových součinitelů
- Příloha č. 4 MKP Skříně
- HRA-01 Sestavný výkres přímého náhonu
- HRA-02 Sestavný výkres náhonu s převodem
- HRA-02-07 Výkres 3. hřídele

Celá diplomová práce včetně příloh je uložena v elektronické podobě na přiloženém CD disku.